

Universidad Carlos III de Madrid
Escuela Politécnica Superior

Departamento de Ingeniería Mecánica



Diseño, Análisis Dinámico Y Modelado Del Tren Delantero De Un Car Cross

Proyecto de Fin de Carrera
Ingeniería Técnica Industrial: Mecánica

Autor: D. David Juberías Fernández

Tutor: Dr. D. Juan Carlos García Prada

Septiembre 2011

Agradecimientos

En primer lugar, quiero agradecer a mis amigos más cercanos: José Luís, Antonio, Dani B., Dani R., Edu, Miky, Tárek, Alex, Diego, el aguantar mis agobios con los exámenes, haber compartido tantas horas de estudio en las bibliotecas, y el apoyarme en los momentos en los que realmente les he necesitado.

A Esther que ha estado conmigo todo el tiempo desde que nos juntamos hace media carrera y con la que he compartido tanto.

A mis compañeros de proyecto, Alberto Jiménez y Javier Martín por sus consejos y aportaciones.

Sin olvidar a Álvaro García y Juan Carlos García Prada, del departamento de mecánica, por permitirnos y ayudarnos a llevar a cabo este proyecto.

Y por último, dar las gracias a mis padres por la confianza que han depositado en mí y por todo el esfuerzo y los “empujones” que me han dado para sacar adelante mis estudios. Especialmente a mi padre que no ya no está aquí para verme terminar y exponer el proyecto, pero sé que estaría orgulloso; “¡no sabes cuánto echo de menos tus consejos...!”.

Contenido

Contenido	2
Índice de figuras	4
Índice de tablas	8
1. Objetivos y motivación	9
2. Introducción	11
2.1. Vehículos Buggy y Car Cross	11
2.2. Competición de Autocross	14
2.3. Ruedas y neumáticos	17
2.4. Sistema de suspensión	23
2.5. Sistema de dirección	34
2.6. Geometría del conjunto dirección-suspensión	35
2.7. Normas de la RFDA que afectan a este proyecto	40
2.8. Conceptos técnicos sobre vehículos	41
3. Metodología del proyecto	43
3.1. Chasis de partida	45
3.2. Diseño de parámetros y geometrías del tren delantero	47
3.3. Modelado de las piezas	67
3.3.1. Modelado de la suspensión	67
3.3.2. Modelado de la dirección	76
3.3.3. Conjunto ensamblado de los sistemas de suspensión y dirección	83
3.4. Análisis dinámico	84
3.4.1. Parametrización del modelo dinámico inicial en Carsim	90
3.4.2. Definición de ensayos	104
3.4.3. Ensayos para el tarado de las suspensiones	111
3.4.4. Ensayos para el ajuste del ángulo de caída de la suspensión delantera	131
4. Resultados	139
4.1. Características finales del vehículo	139
4.2. Ensamblado del conjunto	140
4.3. Tarado de suspensiones	142
4.4. Ajuste del ángulo de caída delantero	146
5. Conclusiones	150
5.1. Sobre el tarado de las suspensiones	150



5.2.	Sobre el ajuste del ángulo de caída.....	150
5.3.	Observaciones	150
6.	Presupuesto	152
6.1.	Presupuesto del chasis.....	152
6.2.	Presupuesto de la suspensión delantera	153
6.3.	Presupuesto del Car Cross completo	155
6.4.	Estudio de rentabilidad	156
7.	Trabajos futuros	157
8.	Referencias.....	157

Índice de figuras

Figura 1. Partes fundamentales de las que se compone un car cross	9
Figura 2. Dune buggy	11
Figura 3. Sand buggy o Sandrail	12
Figura 4. Imagen Car Cross "Piranha"	13
Figura 5. Car cross derrapando	14
Figura 6. Parrilla de salida de las competiciones de Autocross	16
Figura 7. Carrera de Car Cross	16
Figura 8. Tipos de unión entre disco y llanta	17
Figura 9. Perfil de una llanta	18
Figura 10. Sección transversal de una rueda con bombeo positivo	18
Figura 11. Terminología dimensional de las llantas	19
Figura 12. Sección de una cubierta	20
Figura 13. Estructuras básicas de cubiertas de neumático	21
Figura 14. Suspensión con barra Panhard	25
Figura 15. Cadena o mecanismo de unión de Watt y esquema cinemático	25
Figura 16. Suspensión de semiejes oscilantes	26
Figura 17. Suspensión McPherson	27
Figura 18. Suspensión de paralelogramo deformable	28
Figura 19. Suspensiones de brazos semiarrastrados (izquierda) y arrastrados (derecha)	29
Figura 20. Suspensión semiindependiente de brazos arrastrados	30
Figura 21. Ballesta	30
Figura 22. Barra estabilizadora	31
Figura 23. Resorte de compresión	32
Figura 24. Funcionamiento del amortiguador hidráulico	32
Figura 25. Inclinação sufrida por la masa suspendida por efecto de la fuerza centrífuga	33
Figura 26. Geometría tipo Ackerman	34
Figura 27. Dirección de piñón cremallera	35
Figura 28. Ángulo de avance y sus efectos sobre la orientación de las ruedas	36
Figura 29. Sentidos positivo y negativo del ángulo de avance	36
Figura 30. Ángulo de salida y sus efectos sobre la orientación de las ruedas	37
Figura 31. Ángulo de caída y sus efectos sobre la orientación de las ruedas	38
Figura 32. Medida total o parcial de la convergencia de las ruedas	39
Figura 33. Efecto del tipo de tracción sobre la convergencia de las ruedas delanteras	39
Figura 34. Proceso de creación de un car cross	43
Figura 35. Propuesta de proyecto	44
Figura 36. Modelo inicial del chasis. Isométrico	46
Figura 37. Modelo inicial del chasis. Perfil	46
Figura 38. Neumático Goldspeed 165/70-10	47
Figura 39. Rodamientos HUB III, de NSK	49
Figura 40. Boceto de Chasis, Ruedas y Buje	50
Figura 41. Ángulo de salida	51
Figura 42. Boceto manguetas	51
Figura 43. Geometría final de los brazos de suspensión	52
Figura 44. Boceto recorrido de la suspensión	52
Figura 45. Método de localización del centro de balanceo	53
Figura 46. Altura del centro de balanceo	54

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross



Figura 47. Ángulo de avance	55
Figura 48. Plano acotado de las rótulas GAXSW 12x1,5	56
Figura 49. Modelo de suspensión con las constantes elásticas y de amortiguación	58
Figura 50. Modelo vibracional simplificado de 1/4 de vehículo	59
Figura 51. Geometría de Ackermann.....	63
Figura 52. Boceto de cremallera y bieletas.....	64
Figura 53. Giro de las ruedas y desplazamiento de la cremallera	65
Figura 54. Posición de las bieletas de dirección.....	66
Figura 55. Posición de los anclajes de la suspensión	67
Figura 56. Soporte de los anclajes del brazo superior	68
Figura 57. Anclajes de la suspensión	69
Figura 58. Modelado de la llanta 10" X 5.5"	69
Figura 59. Perfil de llanta	70
Figura 60. Modelado del neumático.....	70
Figura 61. Modelado esquemático del rodamiento HUB III	71
Figura 62. Modelado de la mangueta derecha	72
Figura 63. Despiece de la rótula	72
Figura 64. Modelado de la rótula GAXSW 12x1,5	73
Figura 65. Brazo superior izquierdo de suspensión	73
Figura 66. Brazo inferior de suspensión (simétrico)	74
Figura 67. Modelado de amortiguador y muelle.....	75
Figura 68. Conjunto del sistema de suspensión.....	76
Figura 69. Modelado del piñón.....	76
Figura 70. Modelado de la cremallera.....	77
Figura 71. Modelado de la carcasa del mecanismo piñón-cremallera	77
Figura 72. Engrane del piñón y la cremallera	78
Figura 73. Conjunto completo del mecanismo piñón-cremallera.....	78
Figura 74. Modelado de la bieleta de dirección.....	79
Figura 75. Conjunto de la bieleta de dirección con la mangueta izquierda y la cremallera	79
Figura 76. Anclajes de la cremallera de dirección al chasis.....	80
Figura 77. Anclaje de la columna de dirección al chasis.....	80
Figura 78. Modelado del rodamiento alojado en el anclaje de la columna de dirección	81
Figura 79. Modelado de la columna de dirección.....	81
Figura 80. Detalle de junta Cardan de la columna de dirección	81
Figura 81. Detalle del volante.....	82
Figura 82. Sistema de dirección.....	82
Figura 83. Conjunto de los sistemas de suspensión y dirección.....	83
Figura 84. Conjunto del car cross con ambos trenes ensamblados	84
Figura 85. Estimación del centro de gravedad de la masa suspendida	87
Figura 86. Reparto de pesos de la masa suspendida.....	88
Figura 87. Posición del centro de gravedad de la masa no suspendida	89
Figura 88. Pantalla principal CarSim	91
Figura 89. Copia de base de datos del Fórmula 3 y cambio de nombre a Car Cross	91
Figura 90. Configuración del modelo dinámico	92
Figura 91. Vehicle Body	92
Figura 92. Vehicle Body, Masa Suspendida	93
Figura 93. Systems.....	93

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross



Figura 94. Powertrain. Motor y transmisión	94
Figura 95. Steering System	94
Figura 96. Front	95
Figura 97. Front kinematics	96
Figura 98. Masa e inercia del tren delantero	96
Figura 99. Caída y Convergencia	97
Figura 100. Front wheel dive movement due to jounce	97
Figura 101. Front wheel roll movement due to jounce	97
Figura 102. Front camber angle vs Jounce	98
Figura 103. Front lateral movement vs Jounce	99
Figura 104. Front compliance	99
Figura 105. Front jounce / rebound stops	100
Figura 106. Front tire	100
Figura 107. Parámetros del modelo de neumático delantero	101
Figura 108. Rear kinematics	102
Figura 109. Rear camber angle vs jounce	103
Figura 110. Rear lateral movement vs jounce	103
Figura 111. Rear compliance	104
Figura 112. Parámetros del modelo de neumático trasero	104
Figura 113. Doble cambio de carril	106
Figura 114. Ensayo 1: Trazado de doble cambio de carril	106
Figura 115. Ensayo 2: Slalom	107
Figura 116. Ensayo 2: Trazado de slalom	108
Figura 117. Ensayo 3: Trazado de pista de tierra	108
Figura 118. Ensayo 3: Pista de tierra	109
Figura 119. Ensayo 3: Derrape y recuperación de la trayectoria	110
Figura 120. Ensayo 4: Paso por resalto	110
Figura 121. Ensayo 1: Trayectoria a 60 km/h	112
Figura 122. Ensayo 1: Trayectoria a 120 km/h	112
Figura 123. Ensayo 1: Trayectoria a 141 km/h	113
Figura 124. Ensayo 1: Balanceo a 60 km/h	113
Figura 125. Ensayo 1: Balanceo a 120 km/h	114
Figura 126. Ensayo 1: Balanceo a 141 km/h	114
Figura 127. Ensayo 1: Fuerzas g y balanceo para cada velocidad	115
Figura 128. Ensayo 1: Fuerzas g laterales a 60 km/h	115
Figura 129. Ensayo 1: Superposición de las fuerzas g laterales a 120 km/h y 141 km/h	116
Figura 130. Ensayo 2: Fuerza g lateral	116
Figura 131. Ensayo 2: Trayectoria	117
Figura 132. Ensayo 2: Ampliación del trazado en el paso por curva	118
Figura 133. Ensayo 2: Rotación de la masa suspendida	118
Figura 134. Ensayo 3: Fuerza g lateral	119
Figura 135. Trayectoria	120
Figura 136. Ampliación de la trayectoria en las dos primeras curvas	120
Figura 137. Ampliación de la trayectoria en la última curva	121
Figura 138. Ensayo 3: Velocidad longitudinal en cada punto del trayecto	121
Figura 139. Ensayo 4: Velocidades ensayadas para cada resalto	122
Figura 140. Ensayo 4: Límite de contacto de la rueda con el suelo	122

Figura 141. Ensayo 4, resalto grande, 20 km/h: Altura del centro de la rueda delantera.....	123
Figura 142. Ensayo 4, resalto grande, 20 km/h: Altura del centro de la rueda trasera	123
Figura 143. Ensayo 4, resalto pequeño, 40 km/h: Altura del centro de la rueda delantera	124
Figura 144. Ensayo 4, resalto pequeño, 40 km/h: Altura del centro de la rueda trasera	124
Figura 145. Ensayo 4, resalto grande, 40 km/h: Altura del centro de la rueda delantera.....	125
Figura 146. Ensayo 4, resalto grande, 40 km/h: Altura del centro de la rueda trasera	125
Figura 147. Ensayo 4, resalto pequeño, 80 km/h: Altura del centro de la rueda delantera	126
Figura 148. Ensayo 4, resalto pequeño, 80 km/h: Altura del centro de la rueda trasera	126
Figura 149. Ensayo 4, resalto grande, 80 km/h: Altura del centro de la rueda delantera.....	127
Figura 150. Ensayo 4, resalto grande, 80 km/h: Altura del centro de la rueda trasera	127
Figura 151. Ensayo 4, resalto pequeño, 120 km/h: Altura del centro de la rueda delantera	128
Figura 152. Ensayo 4, resalto pequeño, 120 km/h: Altura del centro de la rueda trasera	128
Figura 153. Ensayo 4: Elevación máxima de la rueda respecto al suelo.....	129
Figura 154. Ensayo 4: Tiempo de estabilización de la rueda tras pasar el resalto	129
Figura 155. Ensayo 4: Salto excesivo en ensayo de paso por resalto	130
Figura 156. Ensayo 4, resalto grande, 80 km/h: Fuerza vertical que sufre la rueda en función del tiempo	130
Figura 157. Ensayo Caída 1: Trayectoria seguida por el vehículo.....	132
Figura 158. Ensayo Caída 1: Trayectoria seguida por el vehículo. Ampliación del tramo medio del recorrido	132
Figura 159. Ensayo Caída 1: Posición longitudinal respecto del tiempo.....	133
Figura 160. Ensayo Caída 1: Posición longitudinal respecto del tiempo. Ampliación del tramo final	134
Figura 161. Ensayo Caída 2: Trayectoria seguida por el vehículo.....	134
Figura 162. Ensayo Caída 2: Trayectoria seguida por el vehículo. Ampliación del vértice de la curva	135
Figura 163. Ensayo Caída 3: Trayectoria seguida por el vehículo.....	136
Figura 164. Ensayo Caída 3: Velocidad longitudinal en función de la posición	137
Figura 165. . Ensayo Caída 3: Fuerzas g laterales.....	137
Figura 166. Conjunto del sistema de suspensión.....	140
Figura 167. Sistema de dirección	141
Figura 168. Conjunto de los sistemas de suspensión y dirección.....	141
Figura 169. Conjunto del car cross con ambos trenes ensamblados	142
Figura 170. Pista de tierra. Velocidad longitudinal en función de la posición	145
Figura 171. Pista de tierra. Distancia recorrida en función del tiempo	146
Figura 172. Ensayo Caída 1: Trayectoria seguida por el vehículo.....	147
Figura 173. Ensayo Caída 2: Trayectoria seguida por el vehículo. Ampliación del vértice de la curva	148
Figura 174. Ensayo Caída 3: Velocidad longitudinal en función de la posición	149

Índice de tablas

Tabla 1. Variación del ancho de vía y del ángulo de caída a lo largo del recorrido de la suspensión	53
Tabla 2. Recorrido vertical de la suspensión.....	57
Tabla 3. Clasificación de las suspensiones según su frecuencia	60
Tabla 4. Clasificación de suspensiones en función del coeficiente de amortiguación	61
Tabla 5. Masas suspendidas (S), no suspendidas (NS) y semisuspendidas (SS)	86
Tabla 6. Valores de coeficientes fricción.....	105
Tabla 7. Configuración de las suspensiones de cada modelo ensayado. Rigideces en (N/mm) y coeficiente de amortiguamiento en (N·s/mm).....	111
Tabla 8. Características finales del vehículo.....	139
Tabla 9. Modelos ensayados para el tarado de suspensiones.....	142
Tabla 10. Velocidades de los ensayos de paso por resalto	143
Tabla 11. Paso por resalto. Elevación de la rueda respecto al suelo	143
Tabla 12. Paso por resalto. Tiempo de estabilización de la rueda	143
Tabla 13. Tarado de suspensiones. Doble cambio de carril y Slalom. Capacidad de adaptación a la trayectoria	144
Tabla 14. Tarado de suspensiones. Doble cambio de carril y Slalom. Balanceo sufrido por la carrocería.....	144
Tabla 15. Tarado de suspensiones. Pista de tierra. Mejores resultados.....	145
Tabla 16. Presupuesto original del chasis.....	152
Tabla 17. Trabajos extra en el chasis.....	153
Tabla 18. Presupuesto total de la suspensión delantera	153
Tabla 19. Presupuesto de ingeniería de la suspensión delantera	153
Tabla 20. Presupuesto de piezas compradas a proveedores	154
Tabla 21. Presupuesto de fabricación de piezas a medida	155
Tabla 22. Presupuesto de ingeniería del car cross completo.....	155
Tabla 23. Presupuesto de piezas, materiales y calderería del car cross completo	156
Tabla 24. Condiciones del estudio de rentabilidad	156

1. Objetivos y motivación

Este proyecto forma parte de uno más grande en el que cooperamos tres compañeros. La idea principal es crear un diseño compatible con los otros dos para poder ensamblarlos y crear el proyecto completo de un Car Cross de competición de un precio de construcción asequible y que cumpla con las normas de la RFEDA.

El siguiente diagrama muestra las partes fundamentales de que se compone un car cross. El objetivo de este proyecto se centra en el diseño y modelado del tren delantero, y más concretamente, de los sistemas de suspensión y dirección.

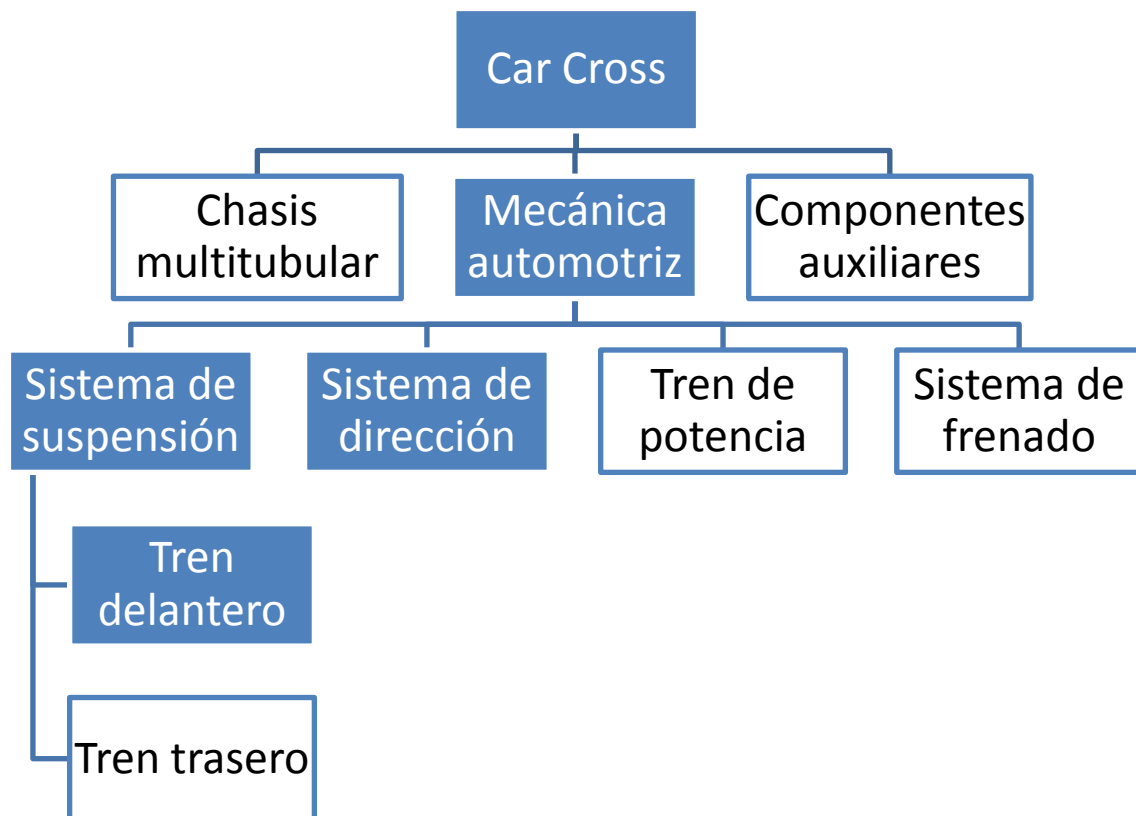


Figura 1. Partes fundamentales de las que se compone un car cross



En resumen, los objetivos que se marcan para este proyecto son los siguientes:

- Diseño del tren delantero de un Car Cross de competición, incluyendo:
 - Suspensión delantera
 - Sistema de dirección
- Adaptación de dicho tren delantero a un chasis diseñado previamente
- Cumplir los criterios de homologación de la Real Federación Española de Automovilismo (RFEDA)
- Puesto que las competiciones de Car Cross son carreras realizadas en tierra, orientar todos los criterios a este tipo de terreno
- Estudiar el coste de diseño y fabricación, y estimar la rentabilidad de producir y poner en venta el vehículo

2. Introducción

2.1. Vehículos Buggy y Car Cross

Un Car Cross forma parte de la familia de los vehículos tipo buggy o areneros. Estos vehículos de chasis ligero y extraordinaria relación potencia/peso tienen una gran capacidad para desenvolverse por terrenos arenosos, de tierra o barro. Por ello suelen ser utilizados en zonas costeras, desiertos o terrenos rurales donde pueden circular con mayor libertad y demostrar sus posibilidades frente a caminos, resaltos o dunas.

Por norma general montan el motor sobre el eje trasero o detrás de él, y la tracción también es trasera. Están pensados principalmente para personas que disfrutan de la conducción y/o el diseño de este tipo de vehículos. Aunque también pueden ser empleados para trabajar en el campo o incluso para uso militar en determinados terrenos.

De la familia de los buggies pueden hacerse dos grandes distinciones por su construcción. Los *Dune Buggies* que toman como base el chasis de un coche, normalmente un VW Beetle (también conocido como Escarabajo o Bug), a la que se le acorta la plataforma y se sustituye la carrocería de acero por una mucho más ligera de fibra de vidrio. Dependiendo de la carrocería y de si se aumenta la potencia del motor, se añade una estructura tubular para aumentar la rigidez del chasis.



Figura 2. Dune buggy

Los *Sand Buggies* o *Sandrails* por el contrario, emplean un bastidor tubular rodeado de una jaula de seguridad que se fabrica partiendo de cero. Carecen de carrocería o equipan unos paneles sencillos, de aluminio o fibra de vidrio.



Figura 3. Sand buggy o Sandrail

En cuanto al uso recreativo existen una gran variedad de tipologías de buggies. Su diseño y fabricación es relativamente sencilla y económica para cualquier persona interesada y con ciertos conocimientos de mecánica automovilística. Es por ello que mucha gente los construye en su propia casa de forma artesanal.

En cuanto a los Car Cross, en España suelen ser monoplazas de menor tamaño que los buggies mencionados anteriormente. Principalmente porque sitúan el motor entre la parte central y el eje trasero haciendo innecesario prolongar el chasis más allá del final de las ruedas traseras. Esto puede apreciarse en la siguiente fotografía de un modelo de car cross llamado *Piranha*, del que pueden encontrarse todos los planos y datos para construirlo en internet.



Figura 4. Imagen Car Cross "Piranha"

La Real Federación Española de Automovilismo (RFEDA) regula en su normativa las condiciones que deben cumplir los car cross para poder ser homologados para competir en los campeonatos.

A grandes rasgos, el chasis debe estar compuesto por una estructura tubular de acero que proporcione al piloto la protección necesaria en caso de vuelco o accidente; las dimensiones, incluida la carrocería, no deben exceder los 2.600 mm de largo, 1.600 mm de ancho y 1.400 mm de altura; el peso mínimo en vacío es 310 kg, unos 400 kg en orden de marcha; los ejes deben estar suspendidos; el motor debe ser de estricta serie y con una cilindrada máxima de 600 cc, rondando los 100 CV; y la caja de cambios y el embrague serán los de origen del motor, sin modificaciones.

La principal restricción que impone la RFEDA es que el eje trasero debe girar de forma solidaria con ambas ruedas, estando prohibido el uso de diferencial. Esto provoca que tiendan a derrapar con mucha facilidad en las curvas, obligando al piloto a controlar dichos derrapes y tratar de sacar el máximo partido de ellos.



Figura 5. Car cross derrapando

2.2. Competición de Autocross

Se denomina autocross a un campeonato de velocidad realizado en circuito de tierra disputado con turismos y monoplazas. En el autocross, cada carrera forma parte de un campeonato y se dan cita todas las divisiones que corren en tandas separadas. El siguiente listado recoge las especificaciones de la RFEDA para las diferentes divisiones:

- **División I:**
 - **Vehículos de Turismo** (Grupo A, World Rallye Car y Kit Car) de 2 o 4 ruedas motrices y con homologación en vigor. Se permite la modificación a cuatro ruedas motrices.
Excepcionalmente podrán ser admitidos vehículos de Grupo B, mediante una solicitud previa a la R.F.E. de A. a través del Delegado Técnico, el cual verificará la conformidad de la documentación presentada.
Se admiten los vehículos que hayan perdido su homologación a partir de 1.994.
 - **Vehículos prototipo E-1** contruidos siguiendo las especificaciones de los Art. 282 y 283 del Anexo J y concebidos para la práctica del Autocross; con chasis multitubular, cuatro ruedas motrices y aspecto exterior de un vehículo de turismo de venta comercial en los concesionarios de la Unión Europea.

- **Vehículos prototipo E-2** contruidos siguiendo las especificaciones de los Art. 282 y 283 del Anexo J y concebidos para la práctica del Autocross; con chasis multitubular, dos ruedas motrices y aspecto exterior de un vehículo de turismo de venta comercial en los concesionarios de la Unión Europea. Con motor de moto, de propulsión y de una cilindrada máxima de 1.400 cc situado en la parte trasera.
- La cilindrada máxima será de 4.000 cm³. Para vehículos equipados con dos motores de moto su cilindrada máxima total será de 2.600 cm³. En todos los casos está incluido el factor corrector 1,7 para vehículos sobrealimentados.
- Los vehículos deben ser modelos cerrados con techo rígido y no descapotables.
- En casos excepcionales se admitirán, a criterio de los Comisarios Deportivos, vehículos procedentes de Campeonatos de otros países de la Unión Europea, aún cuando su reglamentación sea diferente.
Estos vehículos, precisarán de una aceptación previa y expresa de la R.F.E. de A previo informe del Delegado Técnico de Autocross.
- **División II:**
 - Vehículos de producción (Grupo N), con su homologación en vigor, atmosféricos y de dos ruedas motrices, con una cilindrada máxima de 2.000cm³.
Se admiten los vehículos que hayan perdido su homologación a partir de 1.994.
 - Los vehículos deben ser modelos cerrados con techo rígido y no descapotables.
- **División II-A:**
 - Vehículos de División II con una cilindrada máxima de 1.600cm³.
- **Car Cross**
 - Vehículos monoplazas de motor trasero, contruidos y concebidos para la práctica del Autocross, de 2 ruedas motrices, y propulsados por motores atmosféricos, de cuatro cilindros y cuatro tiempos, con una cilindrada máxima de 600 cm³.
 - Vehículos de División III Vehículos monoplazas contruidos y concebidos para la práctica del Autocross y cuyas especificaciones estén de acuerdo con el Reglamento Técnico FIA, artículo 279 del Anexo J.
- **División III:**
 - Vehículos monoplazas contruidos y concebidos para la práctica del Autocross y cuyas especificaciones estén de acuerdo con el Reglamento Técnico FIA, artículo 279 del Anexo J.

Los circuitos del campeonato de España deben tener una longitud mínima de 800 m y una anchura mínima de 13 m. Las parrillas de salida permiten posicionar un máximo de 15 vehículos en la categoría de car cross, que se dispondrán de la siguiente forma:

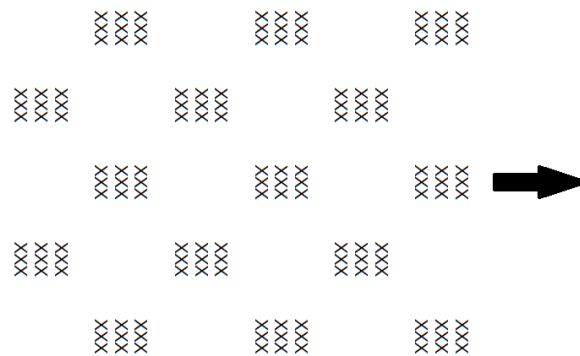


Figura 6. Parrilla de salida de las competiciones de Autocross

La separación entre filas es de 8 y la distancia lateral entre 2'5 m y 3 m. Es el piloto mejor clasificado el que escoge la "Pole Position", y el segundo también tiene opción a elegir entre los otros dos puestos de la primera fila.

Cada prueba consta de 1 ronda de entrenamientos oficiales, 2 mangas clasificatorias y las finales C, B y A, en función del número de participantes.



Figura 7. Carrera de Car Cross

Las de car cross son carreras unas de las más populares dentro de las competiciones de autocross. Además de ser muy espectaculares para los aficionados de los deportes de motor debido a su gran potencia en relación al peso y a lo característico de su conducción.

2.3. Ruedas y neumáticos

Se define la rueda (UNE 26-291-80) como el componente giratorio que soporta la carga y está situado entre el neumático y el eje. Las ruedas de los vehículos actuales se componen de dos partes fundamentales:

- La llanta
- El disco o centro de rueda

La llanta y el disco de la rueda pueden formar una sola pieza integral, estar unidos o ser desmontables. La llanta es la parte de la rueda que, mediante un perfil adecuado, sirve de soporte al neumático, y el disco o centro de la rueda es la parte que une la llanta con el cubo de la rueda.

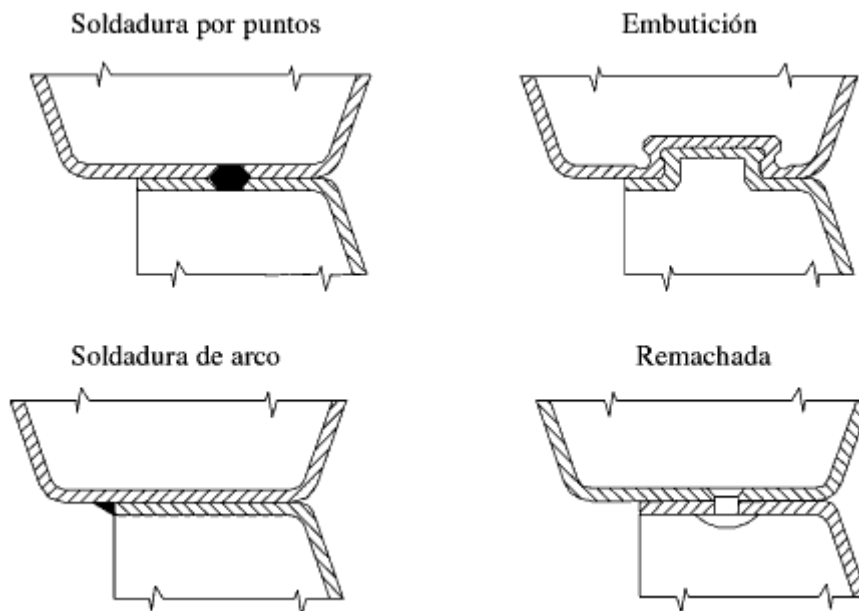


Figura 8. Tipos de unión entre disco y llanta

La llanta

Está constituida por una o varias piezas y pueden presentar diversos perfiles de la sección transversal. Se considera al perfil como la característica fundamental de una llanta, distinguiéndose en éste las siguientes partes:

- **Pestaña:** Zona de la llanta donde se apoya lateralmente el talón de la cubierta
- **Asiento del talón:** Zona de la llanta donde se apoya el talón de la cubierta proporcionando soporte radial al neumático.

- **Base o garganta:** Corresponde a la zona de la llanta comprendida entre ambos asientos del talón. Facilita el montaje y desmontaje de los talones de la cubierta.
- **Orificio para salida de válvula:** Zona donde se aloja la válvula para inflado del neumático.

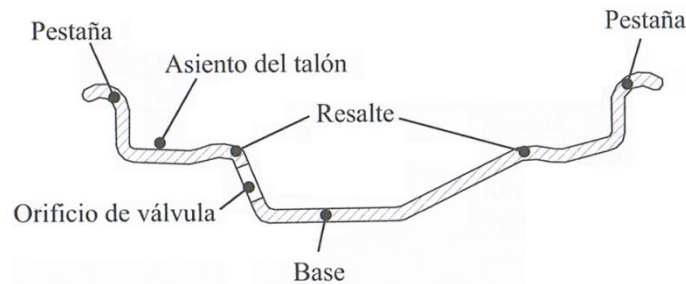


Figura 9. Perfil de una llanta

La base de la llanta no tiene por qué estar centrada, la distancia desde la superficie de apoyo al plano medio longitudinal de la llanta se llama bombeo. Se considera bombeo positivo si la base se desplaza hacia fuera de la rueda y negativo al contrario.

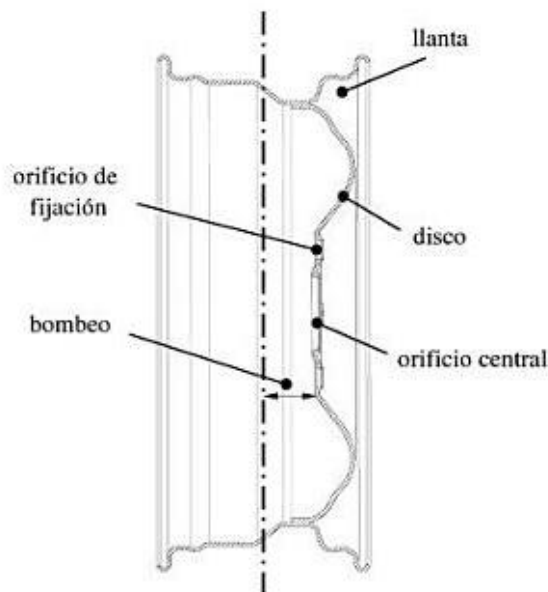


Figura 10. Sección transversal de una rueda con bombeo positivo

La designación de las dimensiones de la llanta está especificada en la norma UNE 26-291-80:

- **Diámetro nominal:** Es el que corresponde a los asientos del talón.
- **Tipo de llanta:** Se utiliza el símbolo X cuando es de una sola pieza y el símbolo — para indicar que está formada por varias piezas.
- **Anchura:** Es la cota del perfil comprendido entre los dos vértices comprendidos entre los asientos del talón y las pestañas.
- **Perfil de llanta:** Para definir el perfil lateral de la llanta se utilizan una o varias letras; estas son: B, C, D, E, F, G, J, JJ, JK y K. La designación del perfil suele ir indicada detrás de la anchura nominal de la llanta.

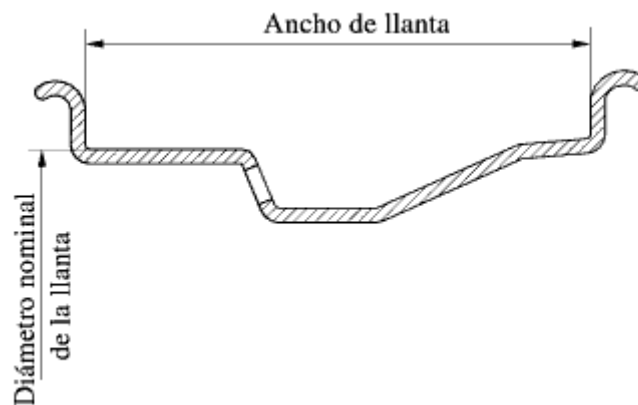


Figura 11. Terminología dimensional de las llantas

Neumáticos

Se denomina neumático al conjunto formado por la cubierta y en su caso la cámara, con aire a presión en su interior y montado sobre la correspondiente llanta. A pesar de ello, se suele utilizar el término neumático para denominar la cubierta, montada o no sobre la llanta.

Los neumáticos influyen de forma sustancial en el comportamiento dinámico del vehículo por lo que deben poseer unas características específicas en función del uso que se les vaya a dar.

➤ Componentes y estructura de la cubierta

Son muchos y muy variados los tipos de cubiertas existentes cuyas características deben ajustarse a las exigencias impuestas por las diferentes condiciones de utilización. En la siguiente sección de una cubierta pueden distinguirse la forma y partes que la componen.

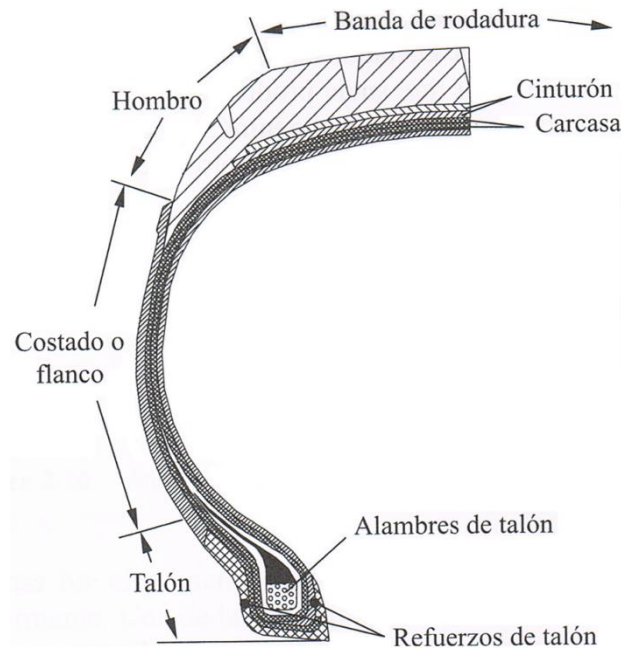


Figura 12. Sección de una cubierta

- **La carcasa** es la parte de la cubierta que confiere la resistencia, soportando la presión de inflado y los esfuerzos exteriores. Está compuesta por capas superpuestas de telas o lonas embebidas en caucho y que se extienden de talón a talón.
- **El talón** es la parte del neumático que se asienta sobre la llanta, fijando la cubierta a la misma. Para conferir la suficiente rigidez se dispone un aro metálico, compuesto normalmente por acero trenzado, recubierto de caucho y tejidos. Los talones quedan unidos a los costados a través de los llamados refuerzos del talón y deben adaptarse perfectamente a la pestaña de la llanta sobre la que se montan para proporcionar una buena estanqueidad, especialmente en cámaras que no llevan cámara independiente.
- **El cinturón**, compuesto por varias lonas que forman un anillo superpuesto a la carcasa, contribuye a aumentar la rigidez de la zona. La banda de rodadura, en la que va grabado el dibujo en forma de tacos, nervios, ranuras y estrías, constituye la zona de contacto con el suelo, por lo que debe tener buenas propiedades antidesgaste, de adherencia, resistencia al calor, etc.
- **Los hombros** son los extremos laterales de la banda de rodadura y le sirven de protección contra los roces y choque laterales. Es una zona de generación importante de calor por ser la unión entre el flanco y la banda de rodadura.
- **Los costados o flancos** son las partes comprendidas entre los talones y los hombros. Deben poseer una elevada resistencia para proteger las telas de la carcasa contra golpes, roces, etc. Por otro lado deben tener una elevada flexibilidad para complementar a la suspensión, proporcionando al neumático el amortiguamiento y la elasticidad necesarios. El diseño de la parte superior del costado ha de tener en cuenta

la gran generación de calor que suele producirse en esta zona, que la convierte en crítica para la duración y el comportamiento del neumático.

➤ *La carcasa. Tipos de cubiertas*

La principal clasificación de las cubiertas se hace en función de la disposición de las fibras de los tejidos que forman la carcasa. Esta puede presentar tres disposiciones:

- Diagonal convencional
- Radial o cinturado
- Diagonal cinturado

Las dos primeras se pueden considerar como disposiciones básicas y la última como una disposición derivada, intermedia entre ambas.

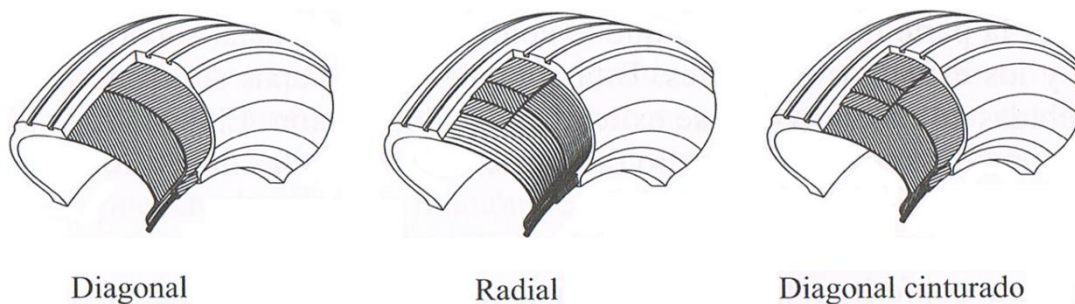


Figura 13. Estructuras básicas de cubiertas de neumático

Los ángulos de las fibras (medidos respecto del plano longitudinal) de las **cubiertas diagonales** varían entre 20° y 40° , dependiendo de la aplicación a la que se destine el neumático. Los ángulos pequeños mejoran la estabilidad direccional y la capacidad de soportar esfuerzos longitudinales, pero disminuyen la capacidad de carga y el empeoran el confort.

Las **cubiertas radiales** se caracterizan porque su carcasa la forman una o más capas de lonas cuyas fibras se disponen en posición radial, formando un ángulo prácticamente igual a 90° (entre 88° y 90°) con el plano longitudinal. Entre la carcasa y la banda de rodadura, disponen de un cinturón compuesto de varias lonas orientadas alternativamente entre 18° y 20° con el objeto de aumentar la rigidez.

Son las más utilizadas en la actualidad debido a sus numerosas ventajas con respecto a las diagonales como la mejora del confort, la menor resistencia a la rodadura, la menor

generación de calor, la mayor capacidad de carga en cualquier condición operativa o el desgaste más uniforme. Como desventajas tienen los costados más débiles por necesitar menor número de lonas para su construcción y generan más ruido por tener la banda de rodadura más rígida.

Por último, las **cubiertas diagonales cinturadas** parten de la misma base que las diagonales. Pero presentan un cinturón con sus fibras ligeramente orientadas, mejorando así el comportamiento dinámico. Sus propiedades pueden considerarse intermedias entre las radiales y las diagonales.

➤ *La banda de rodadura*

El único enlace entre el vehículo y la superficie de la carretera se produce a través de la banda de rodadura que, por tanto, debe soportar todas las fuerzas longitudinales y transversales debidas a la dinámica del vehículo, permitiendo la tracción, el frenado y el control direccional del mismo.

El dibujo de la banda de rodadura influye de forma importante en el comportamiento del neumático cuando se circula por superficies de baja adherencia como la tierra de las pistas de autocross o un firme mojado. Sin embargo cuando se circula por superficies duras y secas, como el asfalto, el dibujo tiene poca influencia sobre la adherencia, incluso dando mejores resultados uno completamente liso.

Se pueden clasificar los diseños de neumático en función de la dirección predominante de sus acanaladuras:

- Acanaladuras con dirección circunferencial predominante: Proporciona buena adherencia transversal a la vez que ofrece baja resistencia a la rodadura. Sin embargo, suelen tener una capacidad de tracción reducida. Se emplean para ruedas directrices no motrices.
- Acanaladuras con dirección transversal predominante: Presenta un buen comportamiento ante las solicitudes longitudinales, con la desventaja de excitar verticalmente la suspensión, por el golpeteo constante de los tacos, reduciendo el confort de la conducción. Suelen emplearse en vehículos extraviarios.
- Dibujo mixto: Combinación de los dos tipos descritos, su comportamiento dependerá del sentido predominante y, por tanto, el uso al que se destinan puede ser variado.

➤ *Codificación para la designación de los neumáticos*

Los principales parámetros que definen las dimensiones y capacidades de los neumáticos se representan de la siguiente forma:

215/65R16 80U

Dónde:

- El primer número identifica la anchura de la seccional nominal del neumático en milímetros, desde un borde de la banda de rodadura hasta el otro.
- El segundo número es la relación de aspecto, expresa la altura de la cubierta en función de su anchura nominal en forma de porcentaje. En este caso la altura es un 65% de la anchura.
- La letra a continuación indica el tipo de construcción de la carcasa:
 - Estructura radial: R
 - Estructura diagonal: D ó el símbolo “—”
 - Estructura diagonal cinturada: B
- El tercer número es el diámetro en pulgadas de la llanta para la que el neumático está diseñado específicamente
- El cuarto número indica el índice de carga del neumático. Este índice se rige por unas tablas en que se recogen las equivalencias en kg del mismo. En el ejemplo el índice “80” equivale a 450 kg por cubierta.
- La última letra indica la velocidad máxima para la que está diseñado el neumático. Cada letra equivale a una velocidad; la del ejemplo, U, corresponde a 200km/h

2.4.Sistema de suspensión

Tener una suspensión adecuada es muy importante tanto para la comodidad de los pasajeros y del piloto como para no dañar la carga en vehículos de transporte. Pero tiene otra finalidad que es la de mantener las ruedas pegadas al suelo a pesar de las irregularidades de la calzada, de ello dependen el control y la estabilidad del vehículo.

Por el hecho de circular a elevada velocidad, los vehículos están sometidos a un amplio espectro de vibraciones que afectan al confort del pasajero, pudiendo llegar a ser insoportables en un corto espacio de tiempo. Las principales fuentes de vibraciones son las irregularidades del terreno, las propias del vehículo (motor, caja de cambios y transmisión) y las aerodinámicas del flujo de aire que circula alrededor del vehículo.

Las frecuencias que sufren los pasajeros serán molestas tanto si son demasiado altas como si son demasiado bajas. El rango aceptable para el cuerpo humano se sitúa ente 1 Hz y 2 Hz, siendo los siguientes unos valores orientativos para los diferentes tipos de automóvil:

- Turismo cómodo: hasta los 1'2 Hz
- Deportivo rápido: entre 1'3 Hz y 1'5 Hz
- Competición: hasta 6 Hz (en el caso de la fórmula 1)

Configuración de la suspensión

Del diseño de la suspensión depende la adecuación de la respuesta del vehículo ante las diferentes sollicitaciones tanto estáticas como dinámicas.

Aún a pesar de lo complicado de describir matemáticamente el comportamiento de las suspensiones, los modelos cinemáticos idealizados permiten analizar la mayoría de las suspensiones, y el estudio de la movilidad y de los grados de libertad proporciona una base útil para clasificar la mayor parte de los diseños reales de suspensiones. Aún en el caso de que no permitan llegar directamente a un diseño óptimo, proporciona una apreciación cualitativa de las características y limitaciones de los sistemas que se encuentran en la práctica.

Todas las suspensiones reales trabajan en las tres dimensiones espaciales. Un análisis cinemático completo, con la requerida generalidad, es una labor de cierta complejidad. Estos estudios requieren programas de cálculo por ordenador, que hacen posible en la actualidad un análisis tridimensional avanzado.

Las tipologías principales en que se clasifican los sistemas de suspensión son:

- De eje rígido o dependientes
- Independientes
- Semiindependientes

➤ *Sistemas dependientes o de eje rígido*

Son aquellos en las que las ruedas se unen a los extremos de una barra, haciendo que ambas señalen siempre la misma dirección y tengan la misma caída. La principal ventaja es que dicha caída no se ve afectada por el balanceo del coche, por lo que se obtiene un contacto más uniforme entre la rueda y la calzada, y con ello, una mejor adherencia. Como desventaja destacar que, cuando el eje es además motriz, es muy susceptible de sufrir vibraciones en la dirección; además los movimientos de una de las ruedas afectan a la opuesta al transmitirse a través del eje.

Tradicionalmente, buscando una optimización del sistema se trata de proporcionar una trayectoria más o menos recta (vertical) del eje rígido respecto a la carrocería. La solución más directa es colocar una corredera simple, método que no se utiliza en los vehículos de pasajeros principalmente por el ruido; aunque se ha llegado a utilizar en algunos vehículos de competición.

Otro mecanismo utilizado es la *barra Panhard* que aparece en la siguiente figura. Se trata de una barra que se une al eje en uno de sus extremos y al bastidor en el otro. Tiene un inconveniente importante y es que la trayectoria que presenta no es lineal si no circunferencial, además de que los efectos del balanceo no son simétricos.

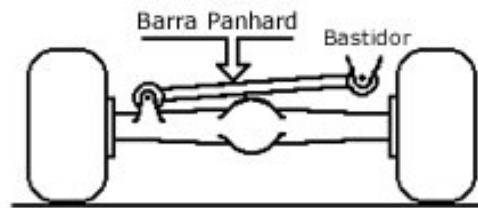


Figura 14. Suspensión con barra Panhard

Hay una solución similar que trata de compensar los errores de la barra Panhard, es la unión Watt. Cuando el eslabón central (unido al eje por el centro) sube o baja, los otros dos eslabones giran en sentidos opuestos sobre el punto C de la imagen siguiente. Aunque también tiene cierta asimetría, estos errores se reducen cuanto más corto sea el eslabón central.



Figura 15. Cadena o mecanismo de unión de Watt y esquema cinemático

Existen otras soluciones basadas en mecanismos de mayor complejidad y menos usados como la cadena Watt generalizada, mecanismo de Roberts, cadena Aston Martin, cadena Mumford, o la barra en T de Alfa Romeo.

En la actualidad, la utilización de suspensiones delanteras de eje rígido en turismos está totalmente abandonada por las limitaciones e inconvenientes que presenta y la dificultad añadida de solventarlos. A pesar de ello se utiliza en algunos camiones de peso medio y elevado donde la influencia de los inconvenientes es menor y nos es tan importante el elevado peso y volumen que ocupan estas suspensiones.

El eje trasero rígido motriz se utilizó durante mucho tiempo de forma casi universal, pero hoy en día y en comparación con otros sistemas resulta incómodo, poco estable y muy pesado. Sólo algunos de los vehículos industriales, los todoterreno y ciertos coches deportivos montan este tipo de suspensión.

➤ *Sistemas independientes*

Las suspensiones independientes permiten que cada rueda se mueva verticalmente sin afectar a la opuesta. Las principales ventajas son que ocupan menor espacio, resisten mejor las vibraciones de la dirección, tienen menor masa so suspendida y ofrecen una mayor rigidez al balanceo para una misma elasticidad del conjunto de la suspensión. En los apartados posteriores se resumen los principales sistemas de suspensión independiente.

- *Semiejes oscilantes*

Sencilla configuración de suspensión donde las ruedas están unidas mediante unos semiejes a una articulación en el centro, siendo la longitud de los semiejes algo menos de la mitad del ancho de vía. Completan el sistema el resorte y el amortiguador telescópicos.



Figura 16. Suspensión de semiejes oscilantes

El centro de balanceo queda generalmente por encima del eje de giro de los brazos, por lo que en las curvas la transferencia de masas es muy elevada y se produce una ganancia de caída positiva en la rueda más cargada. Esto es un gran inconveniente especialmente con neumáticos anchos por lo que este sistema se fue abandonando en busca de otros con mejor comportamiento.

- *Suspensión McPherson*

Esta suspensión es la más utilizada hoy en día y tiene mucho éxito en vehículos modestos por su sencillez de fabricación y mantenimiento, su bajo costo y el poco espacio que ocupa.

La mangueta de la rueda va unida al cubo permitiendo el giro de éste mediante un rodamiento. A su vez la mangueta va unida al bastidor a través de dos elementos

característicos de toda suspensión McPherson, el brazo inferior que va unido a la mangueta mediante una rótula y al bastidor mediante dos casquillos. Y el amortiguador que va anclado de forma fija a la parte superior de la mangueta.

El resorte es concéntrico al amortiguador y está sujeto al bastidor por su parte superior mediante un cojinete de agujas y una placa de fijación. En las ruedas delanteras se hace necesaria la existencia de este cojinete axial ya que el amortiguador al ser solidario a la mangueta gira con ésta al actuar la dirección.



Figura 17. Suspensión McPherson

- *Suspensión de paralelogramo deformable*

Junto con la McPherson, esta es una de las más empleadas en turismos y coches deportivos. Está formada por un brazo superior y otro inferior que se unen al chasis cerrando el paralelogramo a un lado, y al otro se anclan a la propia mangueta de la rueda. El amortiguador, con el resorte envolviéndolo, va anclado al chasis y generalmente al brazo inferior, aunque también permite otras posiciones.

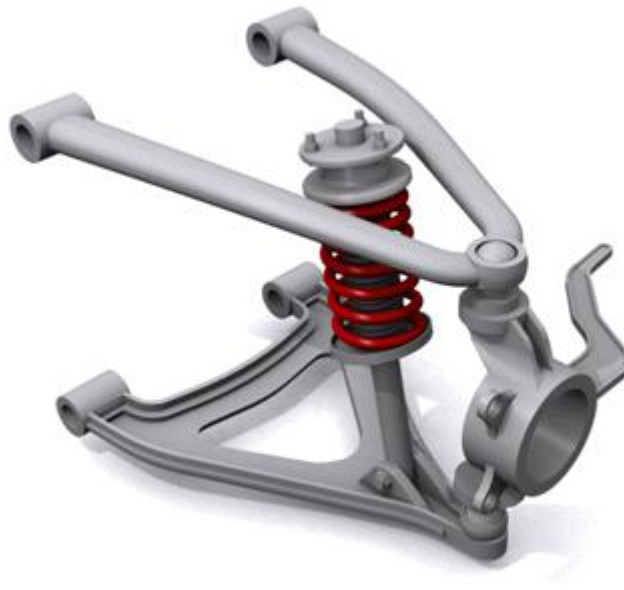


Figura 18. Suspensión de paralelogramo deformable

Jugando con la longitud e inclinación de los brazos se consiguen infinitas geometrías que permiten regular ampliamente las variaciones de caída y ancho de vía.

- *Suspensión de brazos arrastrados y semiarrastrados*

La suspensión de ejes arrastrados suele utilizarse en ejes traseros, generalmente en coches de altas prestaciones. El eje de unión de los puntos de anclaje es perpendicular a la línea central del vehículo, por lo que durante los movimientos de la suspensión no hay cambios en los ángulos de las ruedas. Los brazos de control (arrastrados) absorben las fuerzas longitudinales y los momentos de frenado, y controlan el cabeceo.

La diferencia de los brazos semiarrastrados radica en que el eje de unión de los puntos de anclaje forma un cierto ángulo con el eje transversal del vehículo, normalmente entre 18° y 25° . Cuanto menor es el ángulo, mejor es la maniobrabilidad en términos de potencia y el comportamiento en curva.

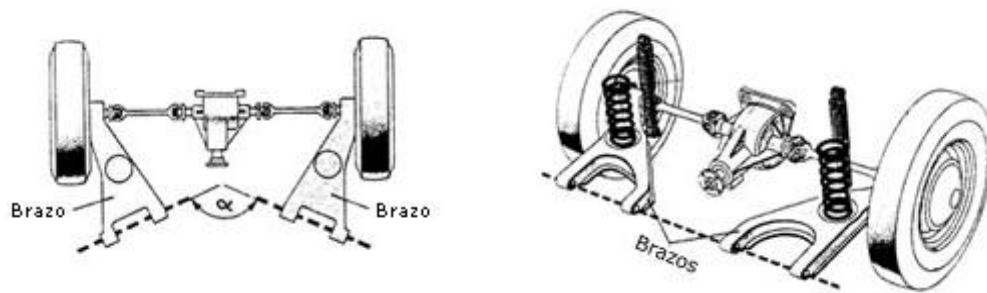


Figura 19. Suspensiones de brazos semiarrastrados (izquierda) y arrastrados (derecha)

➤ *Sistemas de eslabones deformables o suspensiones semiindependientes*

Pueden considerarse como suspensiones semiindependientes todas aquellas cuyo comportamiento es intermedio entre las de eje rígido y las independientes. Si se analiza cinemáticamente, la suspensión se comporta como independiente, mientras que elastocinemáticamente se comporta como dependiente, es decir, las ruedas están interconectadas mediante algún elemento que limita e influye en el movimiento de una rueda respecto de la otra.

La siguiente figura muestra una suspensión trasera formada por dos brazos unidos por medio de una traviesa. Los ángulos de caída y guiado de las ruedas, en el caso de compresión de la suspensión de una sola rueda, o de balanceo del cuerpo de un vehículo, dependen de la geometría y rigidez de todos sus miembros. El comportamiento frente al balanceo del vehículo y las variaciones verticales de las ruedas dependen de las grandes deformaciones elásticas de la estructura del vehículo, pero si se circula por un firme uniforme la estructura no soporta tensiones importantes.

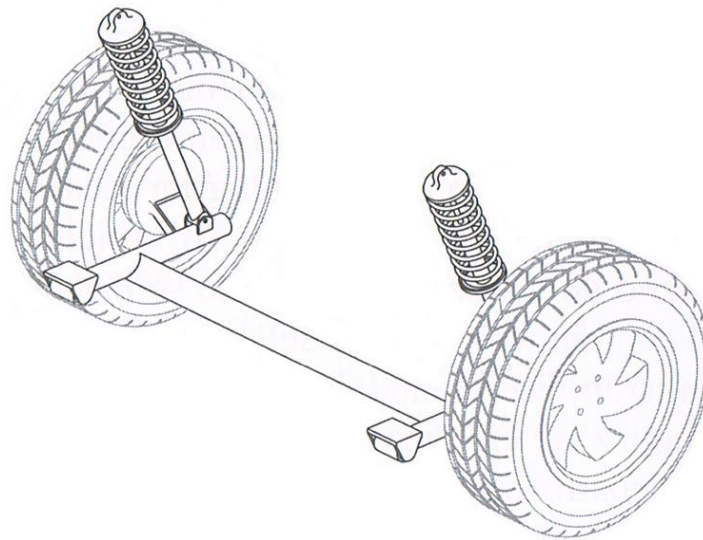


Figura 20. Suspensión semiindependiente de brazos arrastrados

Elementos de la suspensión

➤ Ballestas

Aunque hoy en día no sean habituales en turismos, siguen siendo de aplicación extensiva en vehículos industriales, todoterrenos, y en general en vehículos con solicitaciones mecánicas importantes.

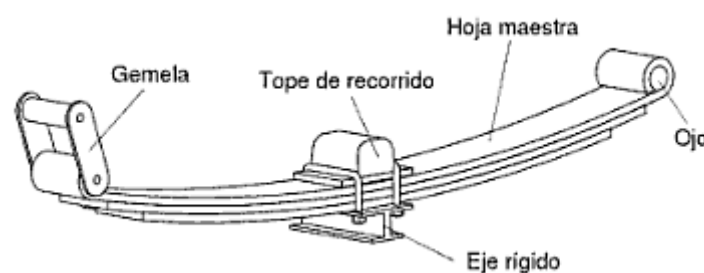


Figura 21. Ballesta

La hoja de mayor longitud, denominada *maestra*, presenta en cada uno de sus extremos un alojamiento (*ojo*) destinado a los bulones de articulación con la masa suspendida. Dado que no pueden ser fijadas de forma rígida al vehículo, por la deformación elástica existente en el comportamiento normal de la ballesta, es necesario instalar en uno de sus extremos una pieza denominada *gemela* como en la imagen anterior o unos patines que permiten deslizar a uno de los apoyos. Las láminas se sujetan en la zona central por un *perno capuccino* y unas abrazaderas se encargan de mantenerlas alineadas.

Las ballestas proporcionan la elasticidad y rigidez de las láminas al ser flexionadas, además de un amortiguamiento por el rozamiento producido al deslizar unas láminas sobre otras.

➤ *Barra de torsión y estabilizadora*

El principio de funcionamiento se basa en el comportamiento torsional de una barra empotrada en un extremo y solicitada por un momento de torsión en el otro. La barra se deforma elásticamente, retornando a la posición de deflexión estática cuando cesa la sollicitación. En numerosos diseños actuales de turismos se utilizan las barras de torsión como elementos elásticos, especialmente en suspensiones independientes.

La barra estabilizadora es un elemento elástico cuya función es estabilizar la caja del vehículo frente a acciones que produzcan un movimiento de balanceo. La configuración más típica de estas barras es transversal, uniendo elásticamente las ruedas de un mismo eje con el objetivo de oponerse al par de vuelco que origina una transferencia de carga entre las ruedas.

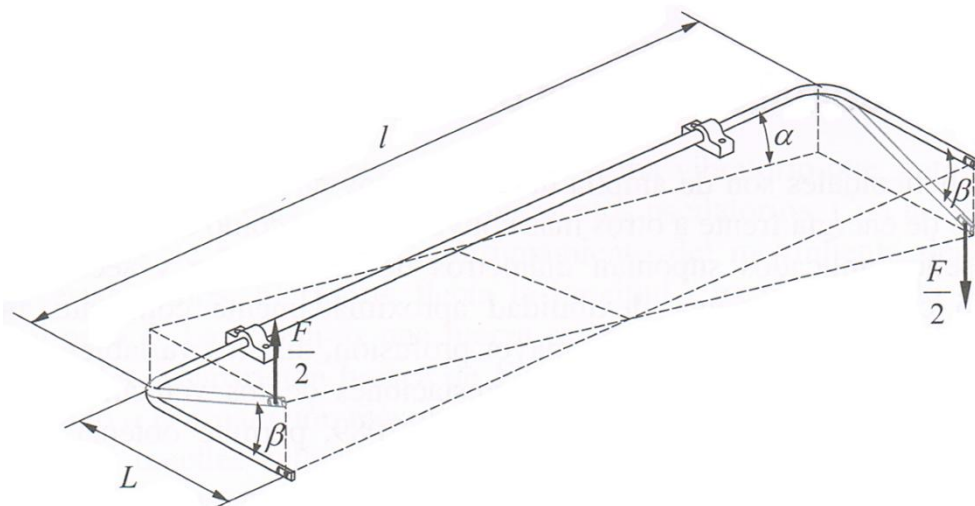


Figura 22. Barra estabilizadora

➤ *Muelles helicoidales y topes de compresión*

Estos elementos mecánicos se utilizan en sustitución de las ballestas, pues tienen la ventaja de poder diseñar su rigidez y recorrido muy fácilmente, incluso de crearlos con rigideces variables a lo largo del recorrido.

Consisten en un enrollamiento helicoidal de un hilo elástico de acero. Pueden fabricarse las últimas espiras completamente unidas en reposo para facilitar el asiento del resorte sobre sus bases de apoyo.



Figura 23. Resorte de compresión

Además de los muelles helicoidales, en los sistemas de suspensión pueden aparecer topes de compresión que absorben grandes fuerzas en deformaciones pequeñas. Pueden situarse dentro de muelles helicoidales o alojarse directamente en el eje o brazos de suspensión.

➤ *Amortiguadores*

El amortiguador es un dispositivo que absorbe energía y ayuda a disminuir las oscilaciones no deseadas producidas por las irregularidades, grandes o pequeñas, de la carretera.

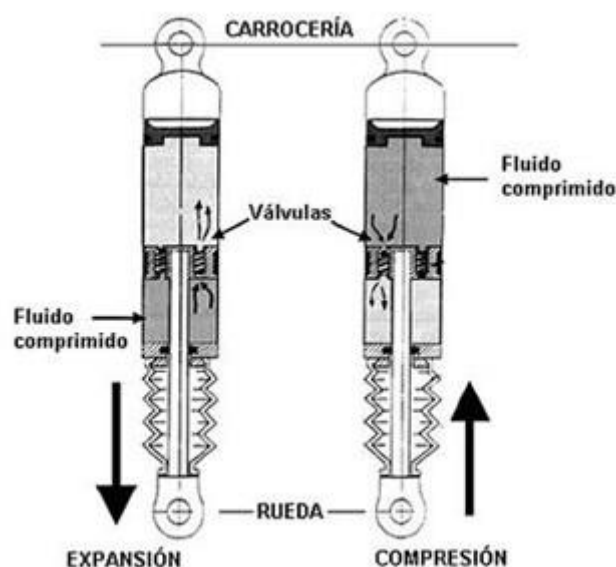


Figura 24. Funcionamiento del amortiguador hidráulico

El funcionamiento simplificado de un amortiguador hidráulico es el siguiente: el amortiguador contiene un pistón de doble efecto que se desplaza por la acción de un vástago que pasa a

través de la tapa superior. En el pistón se encuentran unas válvulas que permiten el paso de aceite. Cuando el pistón sube o baja obliga al aceite a pasar por los orificios de las válvulas, al ser estos estrechos, el aceite se opone al movimiento del pistón y lo ralentiza absorbiendo parte de la energía y disipándola en forma de calor. De esta manera no permite al resorte seguir oscilando un tiempo demasiado prolongado.

Movimiento de balanceo y centro de balanceo

El balanceo se define como la rotación en torno al eje longitudinal del vehículo. En general, el balanceo de la carrocería o cuerpo del vehículo es la suma del balanceo de la suspensión y el balanceo del eje producido por las deformaciones de los neumáticos.

El centro de balanceo se define como el punto, en el plano vertical transversal al vehículo y que contiene los centros geométricos de cualquier par de ruedas, en el que se pueden aplicar fuerzas laterales a la masa suspendida sin que se produzca un balanceo de la suspensión.

El balanceo de la masa suspendida depende de la situación del centro de balanceo (CB), además de la rigidez de las suspensiones. La distancia entre el centro de gravedad (CG) y el de balanceo es definitiva para que la inclinación sea de mayor o menor magnitud.

Esta inclinación viene dada por el llamado Momento de balanceo (M_b), que es el par que resulta de multiplicar la fuerza centrífuga creada sobre la masa suspendida (M_s) en una curva de radio r , tomada a velocidad v , por la distancia del CG al CB, que llamaremos h .

$$F_c = M_s \cdot \frac{v^2}{r}$$
$$M_b = M_s \cdot \frac{v^2}{r} \cdot h$$

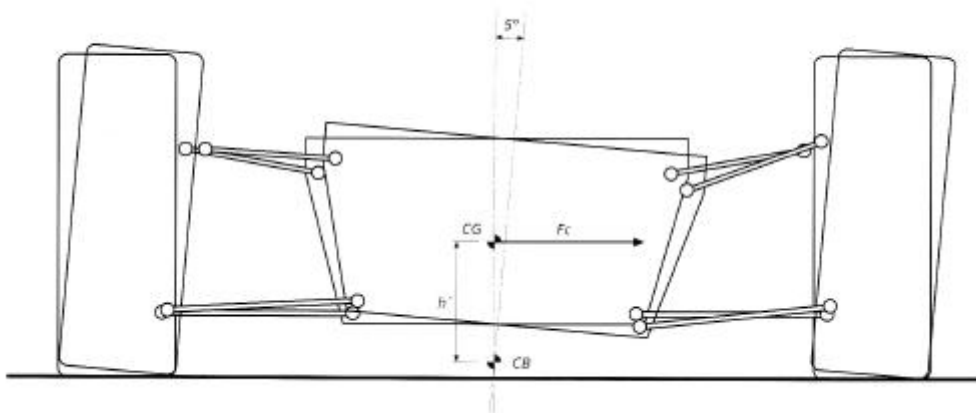


Figura 25. Inclinación sufrida por la masa suspendida por efecto de la fuerza centrífuga

2.5. Sistema de dirección

La función principal del sistema de dirección es permitir un control direccional suficientemente preciso para realizar el trazado en las curvas y las maniobras tanto a alta como a baja velocidad.

Geometría de Ackerman

Cuando un vehículo pasa una curva, su rueda delantera interna recorre menos camino que la externa puesto que el radio de ambas trayectorias es diferente: tanto mayor es la diferencia de giro que debe presentar una respecto a la otra cuanto más pronunciada sea la curva en cuestión. Para que el Centro Instantáneo de Rotación (CIR) de ambos trenes coincida, convirtiéndose en lo que se denomina punto de mínimo deslizamiento en el estudio cinemático, es necesario que se cumpla la condición geométrica representada en la siguiente imagen.

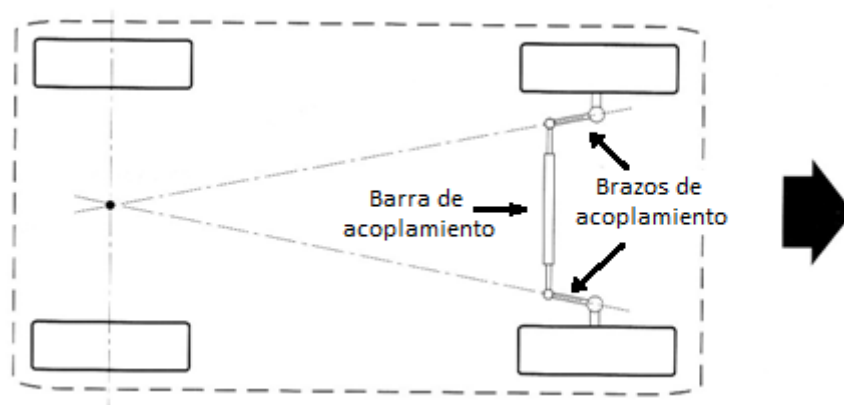


Figura 26. Geometría tipo Ackerman

El cuadrilátero que forman la barra de acoplamiento, los brazos de acoplamiento y el eje delantero es el llamado Cuadrilátero de Jeantaud.

Si por construcción del vehículo la barra de acoplamiento se encontrase delante de su eje delantero, en el lado opuesto de la figura anterior, la longitud de la barra de acoplamiento sería mayor, siempre de forma que las prolongaciones de los brazos de acoplamiento coincidan con el centro del eje trasero.

Hoy en día el sistema de dirección más empleado por su sencillez, bajo coste de fabricación y buena eficiencia es el de piñón cremallera.

➤ Dirección de piñón-cremallera

En estos tipos de dirección se utiliza una cremallera que se mueve transversalmente al vehículo accionada por un piñón solidario con la columna de dirección. La cremallera está unida por rótulas a las bieletas de dirección que, a su vez, se articulan en las manguetas.

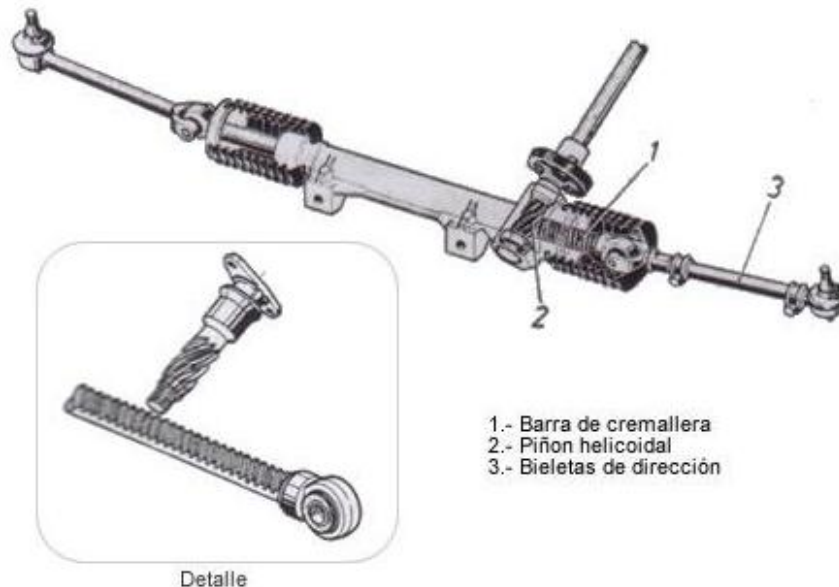


Figura 27. Dirección de piñón cremallera

Existen diversas variantes en función de que las bieletas vayan ancladas a los extremos o al centro de la cremallera, teniendo en cuenta que el piñón puede estar situado en una posición centrada o no respecto al vehículo.

2.6.Geometría del conjunto dirección-suspensión

El sistema de dirección deberá, en función de la configuración del sistema de suspensión, asegurar un buen control direccional y una adecuada estabilidad. Para lograr esto, las ruedas y el eje sobre el cual pivota el conjunto mangueta-rueda deben adoptar una posición espacial conveniente, caracterizada por los ángulos de avance, salida, caída y convergencia.

➤ Ángulo de Avance

Es el ángulo formado por el eje de pivote de la mangueta con el plano vertical del eje de la rueda, visto el vehículo lateralmente. Se justifica por la necesidad de tener un par resistente para estabilizar las ruedas direccionales.

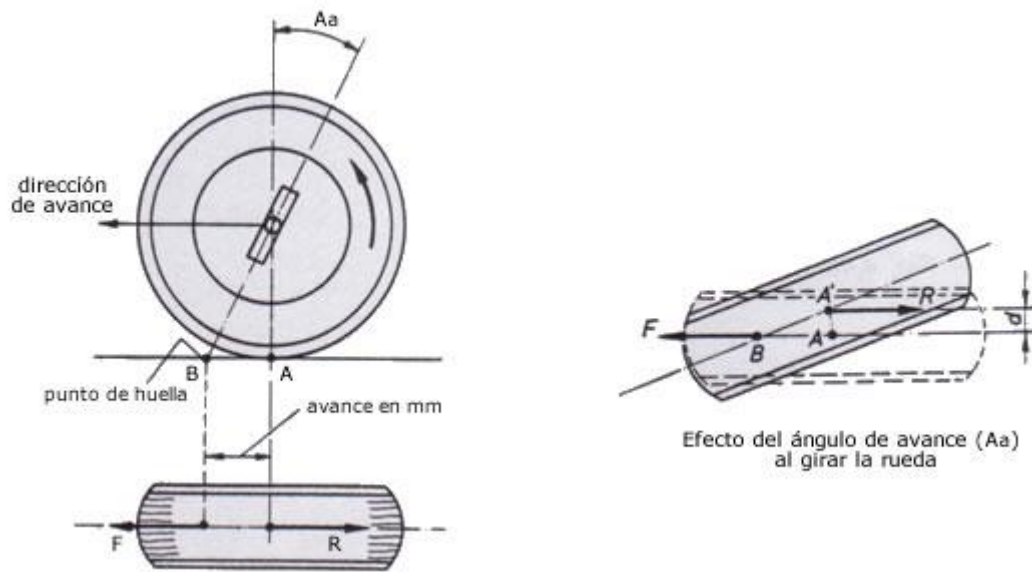


Figura 28. Ángulo de avance y sus efectos sobre la orientación de las ruedas

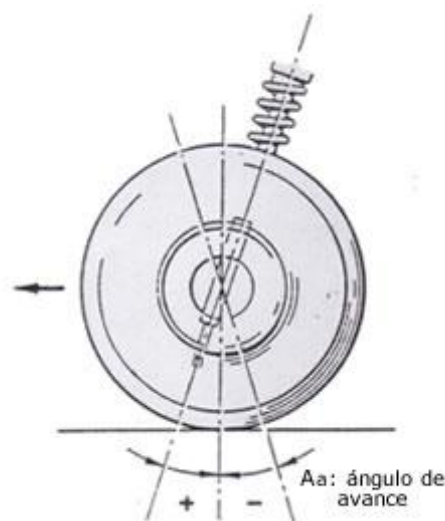


Figura 29. Sentidos positivo y negativo del ángulo de avance

En los coches actuales, generalmente con motor delantero, su mayor peso sobre el tren delantero determina un ángulo de avance relativamente pequeño, entre 3° y 6° ; en cambio en los de peso más repartido entre los dos trenes, como los tracción trasera y muchos modelos antiguos, para conseguir el mismo efecto se tiene que proporcionar un valor superior, entre 6° y hasta 15° .

➤ *Ángulo de Salida*

Es el ángulo que forma el eje de la articulación de la mangueta con el plano vertical, visto desde el frente del vehículo. Este ángulo suele estar comprometido entre 5° y 10° , siendo en la mayoría de los turismos de calle de 6° a 7° .

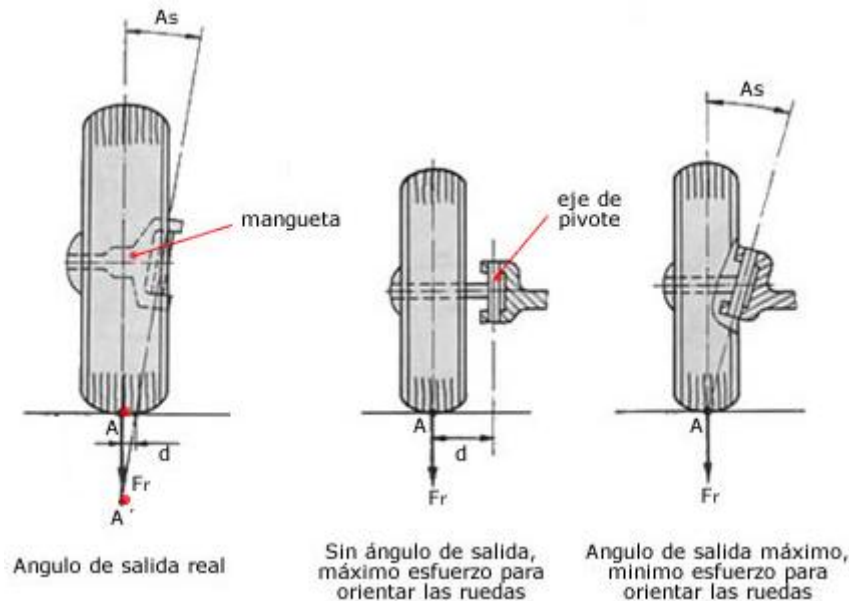


Figura 30. Ángulo de salida y sus efectos sobre la orientación de las ruedas

Esta inclinación del eje de pivote reduce el esfuerzo a realizar para la orientación de las ruedas ya que depende directamente de la distancia " d " (figura inferior). Cuanto menor sea " d " menor será el esfuerzo a realizar con el volante. Este esfuerzo será nulo cuando el eje del pivote pase por el punto " A ", centro de la superficie de contacto del neumático con el suelo. En este caso solo habría que vencer el esfuerzo de resistencia de rodadura correspondiente al ancho del neumático, ya que el par de giro sería nulo.

En la práctica " d " no puede ser cero ya que, entonces la dirección se volvería inestable. En realidad, para conseguir los mejores resultados, la distancia " d " suele estar comprendida entre 20 mm y 70 mm.

➤ *Ángulo de Caída*

Es el ángulo que forma el plano medio de la rueda con la normal al plano de rodadura. Este ángulo coincide con el que forma el eje de giro de la rueda con el plano de rodadura. Los ángulos de caída y de salida se encuentran en el mismo plano.

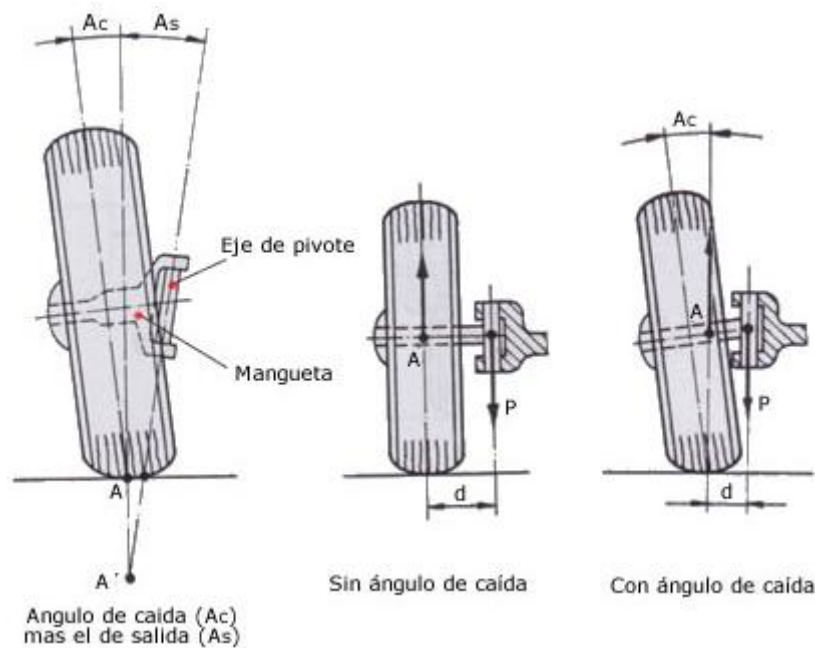


Figura 31. Ángulo de caída y sus efectos sobre la orientación de las ruedas

Los valores más habituales del ángulo de caída en los turismos se sitúan entre 0° y $-1^\circ 20'$. Se considera negativo si la rueda queda abierta por la parte inferior y positivo si sucede al contrario.

➤ *Ángulo de Convergencia*

Es el ángulo que forman las prolongaciones de los ejes longitudinales de los neumáticos, tanto delanteros como traseros, con el eje longitudinal del coche. Se mide en la parte más adelantada de los neumáticos en el sentido de la marcha y se puede expresar como parcial, si es desde el neumático hasta el eje longitudinal del coche; o total, si es de neumático a neumático.

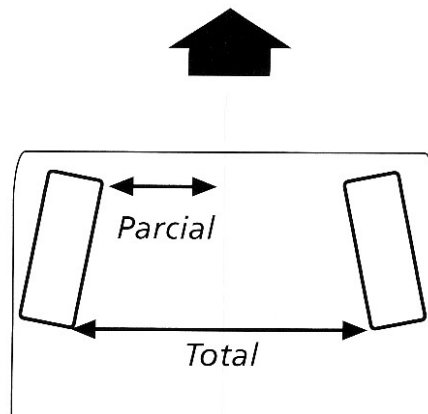


Figura 32. Medida total o parcial de la convergencia de las ruedas

La configuración del coche en cuanto al tipo de tracción también define, salvo en casos especiales, el ángulo de apertura o cierre del tren delantero. Debido a la forma en la que las fuerzas llegan a las ruedas, un tracción trasera tiende a abrir el tren delantero, mientras que un tracción delantera hace lo contrario.

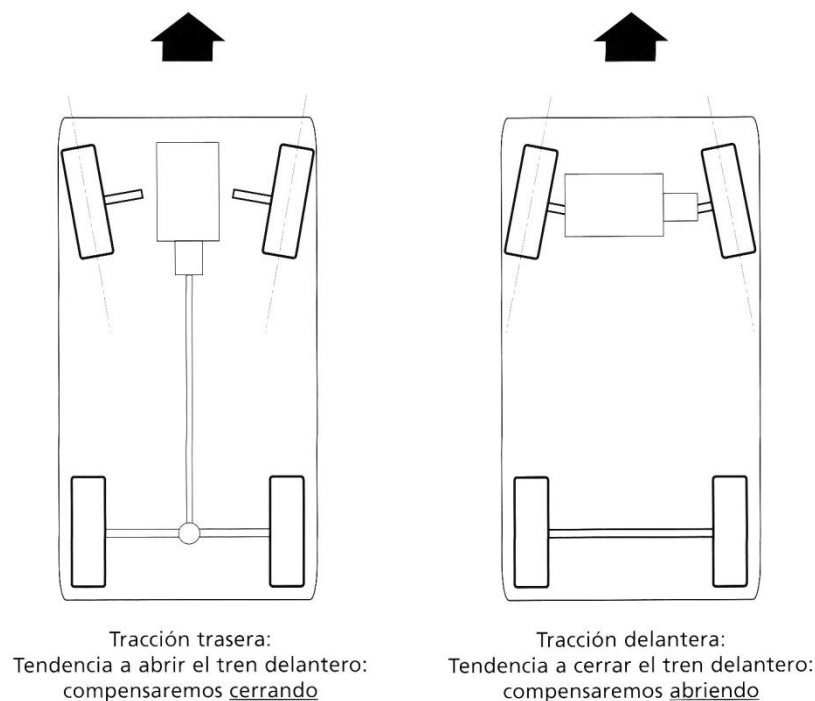


Figura 33. Efecto del tipo de tracción sobre la convergencia de las ruedas delanteras

2.7. Normas de la RFDA que afectan a este proyecto

Se pretende que el Car Cross sea homologable por la RFDA, por tanto, es necesario ceñirse a la normativa referida a estas competiciones

Punto 3: Chasis y carrocería

- **Apartado 3.3**

Las dimensiones máximas de los vehículos, incluida la carrocería, serán las siguientes:

- Longitud: 2.600 mm.
- Anchura: 1.600 mm. Sin contar faldillas
- Altura: 1.400 mm. Sin contar la altura del número

Punto 8: Suspensiones

- **Apartado 8.1**

Los ejes estarán suspendidos, no estando permitido el montaje de topes rígidos entre los ejes y cualquier parte del chasis. Se permite el montaje de barras estabilizadoras.

- **Apartado 8.2**

El número y tipo de los amortiguadores y de los resortes es libre. Se prohíbe interconectar hidráulicamente los amortiguadores entre sí.

Punto 9: Dirección

- **Apartado 9.1**

El sistema de dirección es libre, actuando únicamente sobre las ruedas delanteras. Los sistemas por cadenas, cables o hidráulicos están prohibidos.

- **Apartado 9.2**

Es obligatorio usar un sistema de extracción del volante del tipo SPA.

Punto 11: Ruedas y neumáticos

- **Apartado 11.1**

El diámetro máximo de la llanta es de 10" y su anchura máxima es de 8".

- **Apartado 11.2**

Se autorizan los neumáticos de tacos específicamente fabricados para estos vehículos.

- **Apartado 11.3**

Se permite la instalación en las ruedas traseras de tapacubos del mismo material que los faldones, fijados a la llanta de forma firme y segura mediante tornillos.

- **Apartado 11.4**

Es obligatoria la instalación de faldillas de 5 mm de espesor, en posición transversal y de una altura máxima respecto al suelo de 50 mm cuando el vehículo se encuentre detenido, sin nadie a bordo. Se deben instalar detrás de todas las ruedas y estar compuestas de un panel de material plástica flexible de una anchura máxima igual a la anchura de la rueda completa más 50 mm. En proyección vertical, no deben sobresalir de la carrocería.

2.8. Conceptos técnicos sobre vehículos

En este apartado se explican conceptos técnicos utilizados a lo largo de este proyecto para demostraciones y justificaciones. Se centran principalmente en las dimensiones generales de los vehículos, en las definiciones de las masas y en el estudio de las cargas.

Dimensiones de los vehículos

- **Ancho de vía:** es la distancia medida desde el centro del neumático izquierdo hasta el centro del derecho. No tiene por qué ser igual en ambos trenes.
- **Ancho total:** visto el vehículo desde el frente, es la anchura máxima de toda la geometría. Se entiende que los retrovisores no son una parte fija del vehículo y no se contabilizan para este parámetro si no sobresalen más de 50 mm del máximo por cada lado.
- **Batalla:** visto el vehículo de perfil, es la distancia en horizontal desde el centro de las ruedas delanteras hasta el centro de las traseras.
- **Longitud total:** visto el vehículo de perfil, es la distancia medida desde la parte más pronunciada delantera hasta la parte trasera más pronunciada.

Estudio de las masas y fuerzas

- **Masa suspendida, no suspendida y semisuspendida:** en general, la masa suspendida es la que, fijando el chasis, no se desplaza al hacerla la suspensión. Pertenecen a ella la estructura del coche, el motor, la caja de velocidades, los ocupantes y todo el material transportado. La que resta se divide entre no suspendida y semisuspendida.
La masa no suspendida es la que recorre la misma distancia que las ruedas al desplazarse la suspensión.
Hay otra parte de la masa a la que se conoce como semisuspendida, es la que gravita sobre las ruedas y aunque se desplaza con ellas cuando la suspensión se extiende o contrae, no lo hace en la misma medida. Son los elementos que quedan entre la masa



suspendida y la puramente no suspendida: elementos de suspensión, parte de la transmisión y las uniones entre las ruedas y el chasis. Esta masa se suele repartir a partes iguales entre suspendida y no suspendida.

- **Masa por eje:** es la parte del peso total del vehículo que soporta el suelo a través de cada eje.
- **Fuerzas g:** son unas medidas orientativas de fuerzas provocadas por aceleraciones o deceleraciones que sufren los cuerpos en movimiento. Una fuerza de “1g” es equivalente a la que genera la gravedad de la Tierra sobre un cuerpo determinado. En automovilismo es muy frecuente referirse a las fuerzas de frenada aceleración o paso por curva (fuerzas g laterales) en valores de g. Si un piloto sufre una aceleración de “2g” laterales al pasar por una curva, significa que tiene que soportar dos veces el esfuerzo que generaría su propio peso pero en dirección lateral.

3. Metodología del proyecto

En este apartado se detalla el proceso que conlleva la creación de un Car Cross de competición desde los planteamientos iniciales hasta su puesta en servicio en la pista. El siguiente organigrama contiene todos los pasos de dicho proceso.

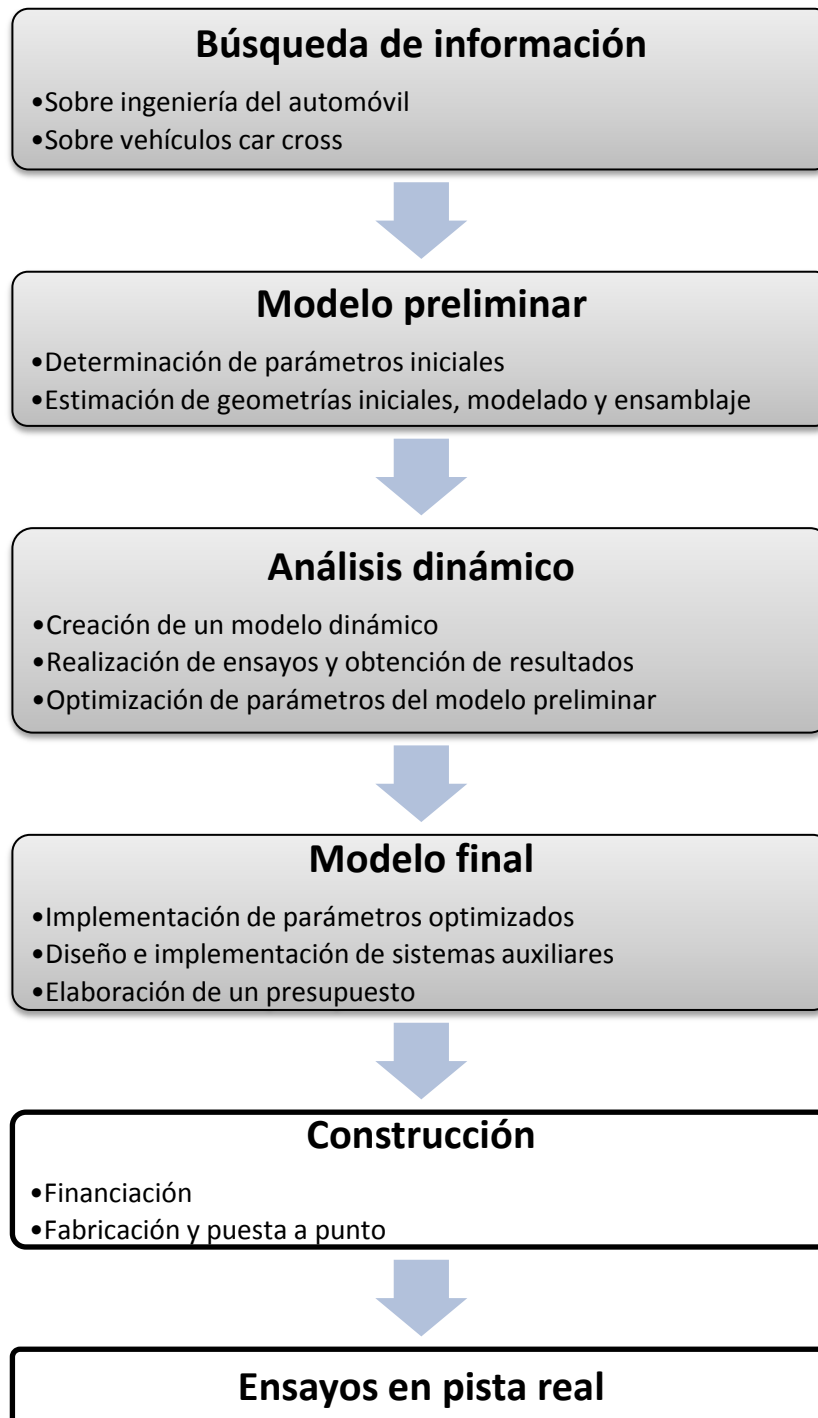


Figura 34. Proceso de creación de un car cross

El presente proyecto abarca parte de la Búsqueda de información, del diseño del Modelo inicial, del Análisis dinámico y del Modelo final. Especialmente se centra en dos sistemas del vehículo relacionados con el tren delantero: la suspensión delantera y la dirección.

Propuesta de proceso de diseño

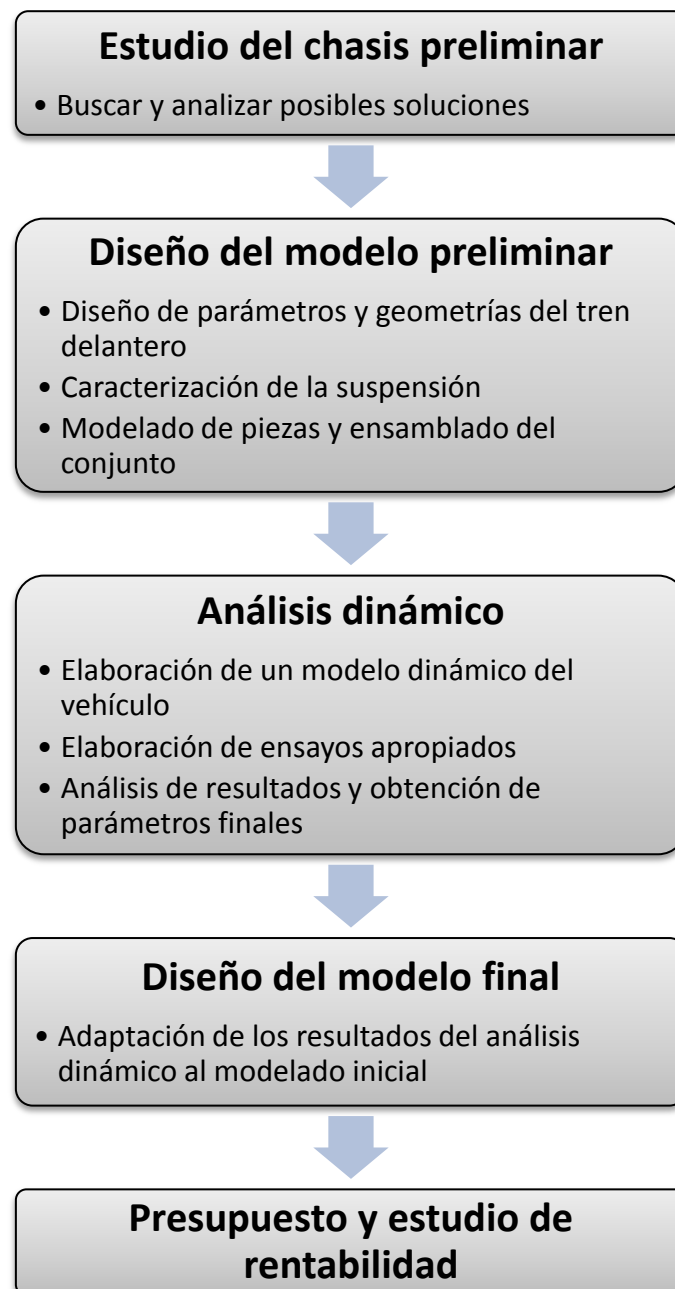


Figura 35. Propuesta de proyecto

Como ya se dijo en el apartado anterior, este proyecto se centra en el diseño de la suspensión delantera y en el sistema de dirección. Para poder llevar a cabo esos diseños es necesario seguir un proceso ordenado que permita obtener unos resultados coherentes y justificados. La siguiente figura muestra un organigrama del proceso propuesto en el proyecto.

En cuanto al diseño de parámetros y geometrías del tren delantero, las suspensiones suelen diseñarse “de fuera a dentro”. Empezando por las ruedas, siguiendo por la mangueta y los brazos de suspensión y finalmente colocando unos amortiguadores y muelles que satisfagan las necesidades del vehículo.

Puesto que la dirección suele ser más fácilmente adaptable a una geometría de suspensión definida, se pospone el diseño de esta para el final.

Por otra parte, debe tenerse en cuenta que el diseño de las diferentes geometrías afectará al comportamiento dinámico del vehículo. Para analizarlo se utilizará el programa CarSim, que permite crear modelos dinámicos de vehículos y estudiar cómo se comportan ante diferentes situaciones.

La dificultad principal radica en que el diseño de cada parte afecta a las demás, así pues, para el modelo dinámico se debe establecer una geometría previa, y una vez analizada modificar los parámetros iniciales en función de los resultados hasta que se cumplan los requisitos establecidos.

Para aproximar el modelo dinámico lo más posible a la realidad se han ido dibujando y ensamblando las diferentes piezas mediante el programa Solid Edge, que además del diseño gráfico permite definir materiales y obtener centros de gravedad y momentos de inercia de piezas y conjuntos de piezas.

3.1.Chasis de partida

El chasis del que se parte fue diseñado en un proyecto aprobado por la Universidad Carlos III de Madrid. Se dispone de la memoria y los archivos de Solid Edge originales. En las imágenes a continuación aparece dicho chasis en vista isométrica y de perfil.

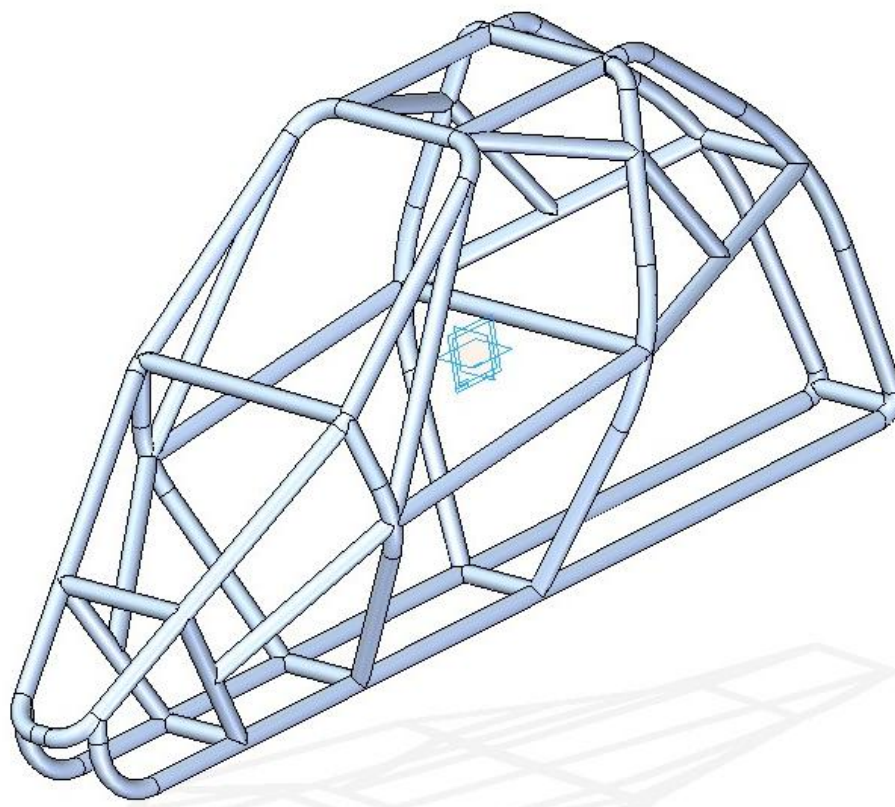


Figura 36. Modelo inicial del chasis. Isométrico

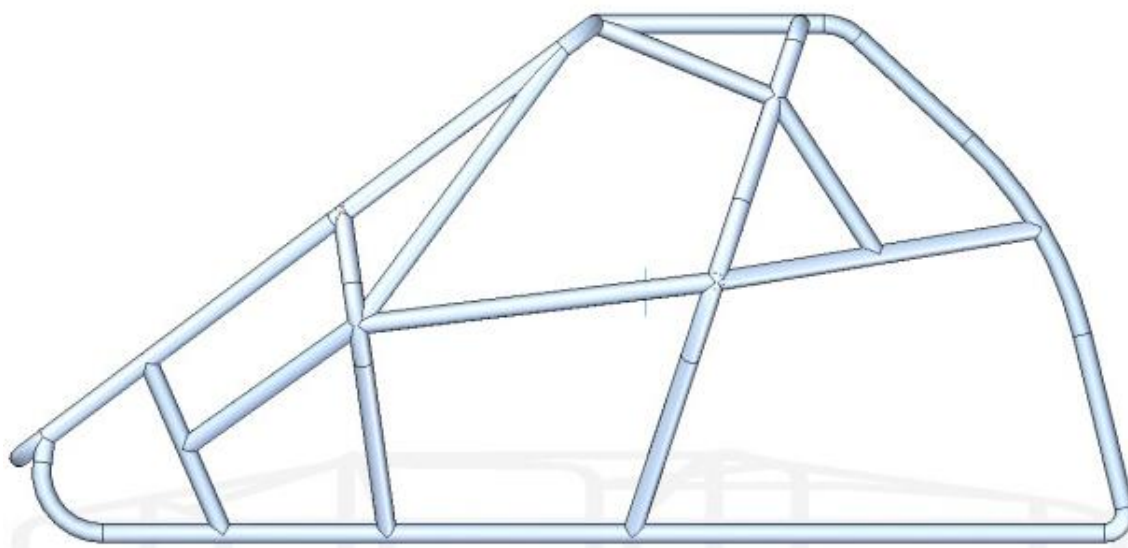


Figura 37. Modelo inicial del chasis. Perfil

3.2. Diseño de parámetros y geometrías del tren delantero

Este apartado engloba toda la parte conceptual del proyecto, en él se define el Car Cross para tener una base sobre la que empezar a modelar y a hacer el análisis dinámico. No todos los valores obtenidos son definitivos y algunos de ellos se optimizan en apartados posteriores.

Altura del chasis y elección de neumáticos

El primer paso es fijar la altura del chasis respecto al suelo. Observando otros diseños de vehículos similares, las alturas suelen quedar comprendidas entre 150 y 200 mm. Tras haber avanzado en el diseño y revisado este parámetro se determina la altura en 178 mm.

Algunas marcas que fabrican neumáticos específicos para la competición de Car Cross. Se han seleccionado unos de la marca **Goldspeed serie FT**, cuyas medidas son: **165/70-10**, con un ancho de 152 mm y un diámetro exterior de 470 mm.



Figura 38. Neumático Goldspeed 165/70-10

Una vez elegido el neumático se debe diseñar la llanta sobre la que lo colocaremos. Según el fabricante, este neumático puede montarse sobre unas llantas de 10" de diámetro y un ancho entre 4.5" y 6". Se escoge un ancho de 5.5", lo que nos da unas dimensiones finales de **llanta de 10" X 5.5"** (254 X 139.7 mm).

Además de las dimensiones del neumático se comprueba que la capacidad de carga y la velocidad máxima para la que se han diseñado los neumáticos son apropiadas para el vehículo, estos datos se obtienen de la codificación que aparece después de las dimensiones:

165/70-10 27N

- El índice de carga "27" corresponde a una masa de 97.5 por cubierta

- La letra N indica que la velocidad máxima para la que se ha diseñado el neumático son 140 km/h

Ambos parámetros cubren las necesidades de diseño del car cross por lo que se considera que este neumático es completamente apropiado.

Geometría de la suspensión

➤ Tipo de suspensión

Entre suspensiones de eje rígido e independientes la elección más apropiada para un vehículo de competición tan ligero es la de **suspensiones independientes** ya que permiten desplazarse verticalmente a cada rueda sin afectar a la opuesta, además de ocupar menor espacio, proporcionar mayor rigidez al balanceo para una misma elasticidad del conjunto de la suspensión, y son más ligeras, lo que reduce la masa no suspendida.

Uno de los tipos de suspensión independiente más empleado en turismos y coches deportivos es el de **paralelogramo deformable** debido a que variando la longitud y orientación de los brazos, así como la posición y el tipo de anclaje pueden obtenerse infinidad de geometrías y comportamientos.

Gracias a ello permite posicionar el centro de balanceo y controlar la variación del ancho de vía y de la caída cuando se comprime o extiende la suspensión.

➤ Diseño del buje

Antes de empezar a dibujar los brazos de suspensión se hace necesario conocer el espacio que queda libre entre la llanta y los anclajes, espacio ocupado por el buje, la mangueta, el freno de disco y el rodamiento.

En el diseño elegido no habrá bujes normales, si no unos rodamientos especiales diseñados para turismos de calle que cumplen ambas funciones, la del rodamiento y la del buje. Los **rodamientos** elegidos son de la marca **NSK, serie HUB III, referencia 44BWKH09**. Se comercializan para turismos de calle por lo que cubren perfectamente las solicitudes que soportarán montados en un Car Cross. En todo caso estarían sobredimensionados pero lo compensa el hecho de que son muy asequibles y fáciles de colocar con unos simples tornillos.

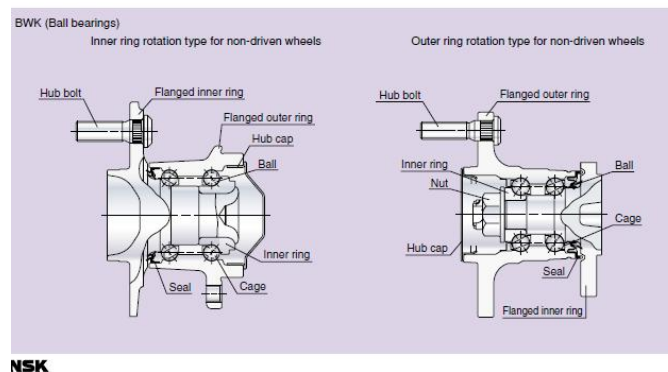


Figura 39. Rodamientos HUB III, de NSK

Tras haber avanzado en el diseño puede medirse el espacio que ocupan el disco de freno, el rodamiento y la mangueta desde el centro de la llanta hasta el pivote de la mangueta, son 95.2 mm.

➤ *Geometría de los brazos y ángulos del tren delantero*

La finalidad del diseño de los brazos de suspensión es conseguir un centro de balanceo bajo junto con una variación controlada del ángulo de caída y del ancho de vía cuando la suspensión se comprima o extienda. Además se pone como condición obtener el máximo ancho de vía posible dentro de los márgenes para conseguir más estabilidad y minimizar el riesgo de vuelco.

Con ayuda de los bocetos de Solid Edge se dibujó un esquema de las suspensiones visto desde la parte frontal, con estos bocetos se pueden dibujar figuras y fijar algunas cotas dejando otras dependientes de las primeras. Lo que se consigue en este caso es una forma rápida de ver cómo afectan al centro de balanceo los cambios que se van introduciendo en la geometría.

El primer paso es representar las posiciones de los anclajes en el chasis y de las ruedas con los bujes para saber el espacio que quedaba libre para brazos y manguetas.

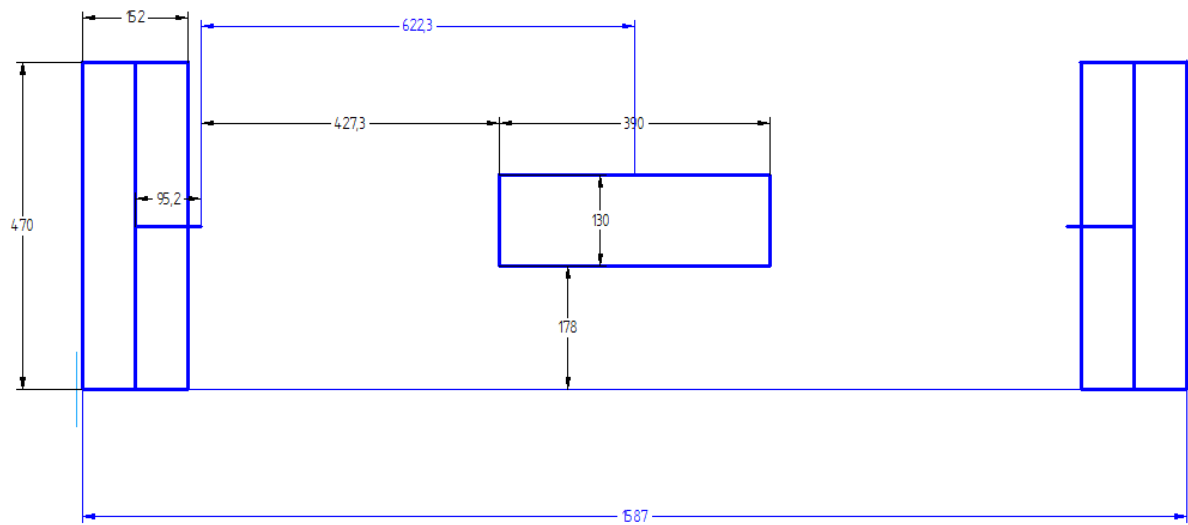


Figura 40. Boceto de Chasis, Ruedas y Buje

Lo siguiente es dibujar unos brazos de suspensión y una mangueta a la que poder conectarlos, a su vez la mangueta debe ir unida al final del buje. En este punto se decide determinar un ángulo de salida de la mangueta para tener referencias sobre las que empezar a diseñar los brazos.

- *Ángulo de salida*

En los coches de serie una de las funciones principales del ángulo de salida es la de reducir los esfuerzos en los rodamientos y la mangueta, reduciendo su desgaste. Pero además para un Car Cross resulta útil por otros dos motivos, y es que ayuda a estabilizar las ruedas produciendo un momento autolineante y reduce el esfuerzo necesario para girar la dirección por el piloto.

Según el libro “Ingeniería del automóvil”, en el capítulo “La dirección y el control direccional”; en una vista frontal de la rueda y la mangueta, se debe prolongar el eje de pivote de hasta cortar el suelo. Para conseguir el efecto buscado el ángulo de salida debe ser positivo y la distancia a la altura del suelo entre el punto de corte del pivote y el punto medio de contacto del neumático con el firme (distancia “d” en el siguiente dibujo) suele oscilar entre 20 y 70 mm.

Teniendo en cuenta que el vehículo es ligero y que el tren delantero soporta menos peso que el trasero se fija un **ángulo de salida de 10°**, lo que nos da un valor de **d = 53.76 mm** como puede verse en la siguiente imagen:

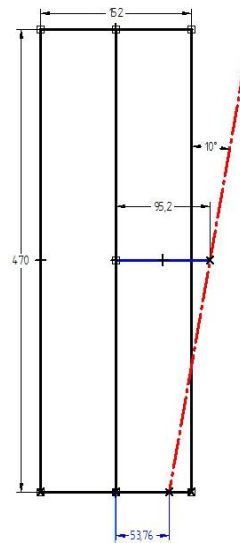


Figura 41. Ángulo de salida

Con el ángulo de salida fijado, ya se puede colocar el eje de pivote de la mangueta en el boceto del que se hablaba al principio del apartado. Todavía no es necesario ajustar el ángulo de caída de la rueda puesto que más adelante se podrá regular enroscando más o menos las rótulas que unirán la mangueta y los brazos de suspensión.

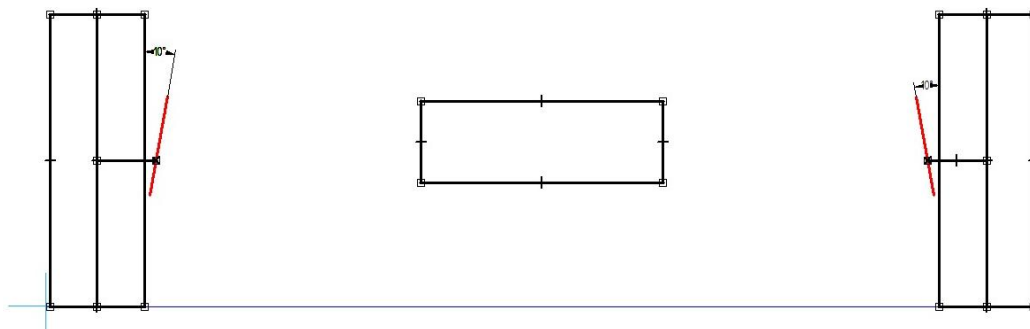


Figura 42. Boceto manguetas

Para poder analizar las diferentes geometrías de los brazos se ha elaborado una tabla en la que se recogen las variaciones de la caída y el ancho de vía en función de la altura de la rueda respecto al suelo.

Los datos para rellenar la tabla se han conseguido con ayuda de otro boceto en el que se puede variar la altura de la rueda sin modificar las dimensiones de las partes rígidas de la suspensión.

Tras haber probado con diferentes disposiciones de los brazos y variando la longitud y altura de la mangueta se ha llegado a una geometría que cumple con los requisitos que se buscaban.

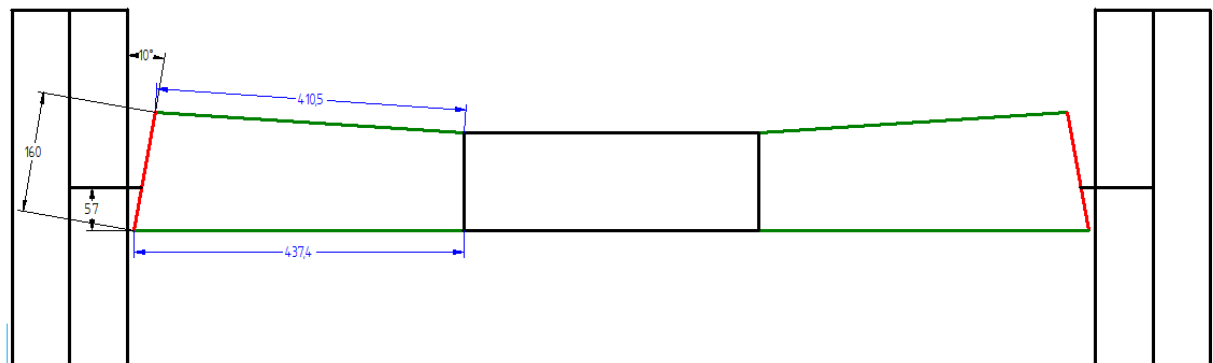


Figura 43. Geometría final de los brazos de suspensión

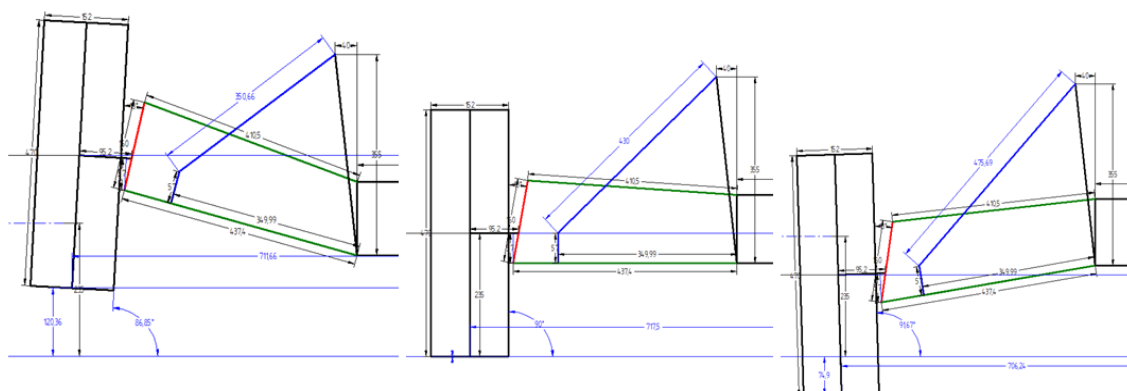


Figura 44. Boceto recorrido de la suspensión

Con esta geometría de los brazos y la mangueta se consigue que el ancho de vía varíe muy poco, y que la caída disminuya con la compresión del amortiguador y aumente durante la extensión.

Variación de la altura del centro de la rueda (mm)	Longitud del amortiguador (mm)	Variación del ancho de vía (mm)	Variación del ángulo de caída (°)
120	350,66	-11,68	-3,15
105	361,11	-7,02	-2,71
90	371,39	-3,28	-2,28
75	381,50	-0,46	-1,87
60	391,47	1,44	-1,48
45	401,30	2,44	-1,09
30	410,99	2,54	-0,72
15	420,55	1,72	-0,35
0	430,00	0,00	0
-15	439,34	-2,64	0,35
-30	448,57	-6,20	0,69
-45	457,70	-10,68	1,02
-60	466,74	-16,12	1,34
-75	475,69	-22,52	1,67

Tabla 1. Variación del ancho de vía y del ángulo de caída a lo largo del recorrido de la suspensión

Además de la caída y el ancho de vía se ha tenido en cuenta el centro de balanceo resultante. Para localizarlo con una suspensión de paralelogramo deformable se utiliza un método gráfico, hallando los CIR (Centros Instantáneos de Rotación) del mecanismo. Consiste en prolongar las líneas de los brazos de suspensión uno de los lados hasta que se crucen en un punto, el CIR. De ese punto debe salir otra línea que se une al centro de la huella de rodadura de la rueda contraria. Si se hace lo mismo con el otro lado de la suspensión se obtienen dos líneas que se cortan en un punto justo en la mitad del ancho de vía. Ese es el Centro de Balanceo.

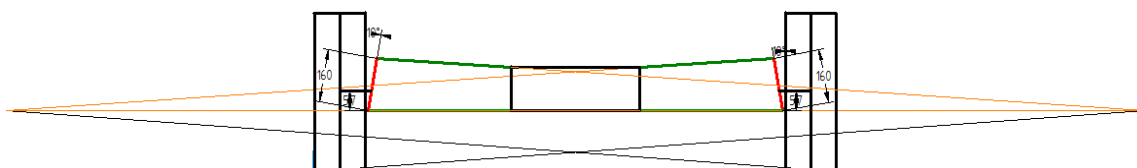


Figura 45. Método de localización del centro de balanceo

Como puede observarse en la siguiente imagen, el Centro de Balanceo queda a 52 mm del suelo, valor que entra dentro de lo razonable observando las suspensiones de otros car cross y según las informaciones recogidas en la bibliografía de este proyecto.

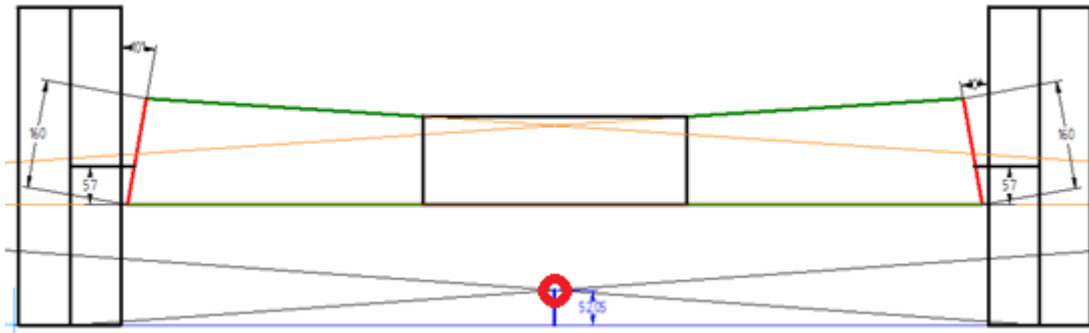


Figura 46. Altura del centro de balanceo

- *Ángulos de avance, caída y convergencia*

Para crear un modelo dinámico con el que poder trabajar, los ángulos de avance, de caída y convergencia se fijarán dentro del rango de lo que suele ser común en este tipo de vehículos.

El ángulo de avance se justifica por la necesidad de tener un par resistente para estabilizar las ruedas direccionales.

En los turismos actuales, su mayor peso sobre el tren delantero determina un ángulo de avance relativamente pequeño (entre 3° y 6°); en cambio en los de peso más repartido entre los dos trenes, como los de tracción trasera o incluso los antiguos con la mayor parte del peso en el trasero, para conseguir el mismo efecto debe proporcionarse un valor superior (entre 6° y hasta 15°).

En el car cross, dado que es un vehículo muy ligero pero con el peso bastante repartido entre ambos ejes, se elige un valor intermedio de este ángulo para evitar que se provoque inestabilidad (si fuera muy pequeño), o esfuerzos demasiado elevados en el volante para girar la dirección (si fuera demasiado grande). Se fija el ángulo de **avance** en **6°** para el modelo inicial.

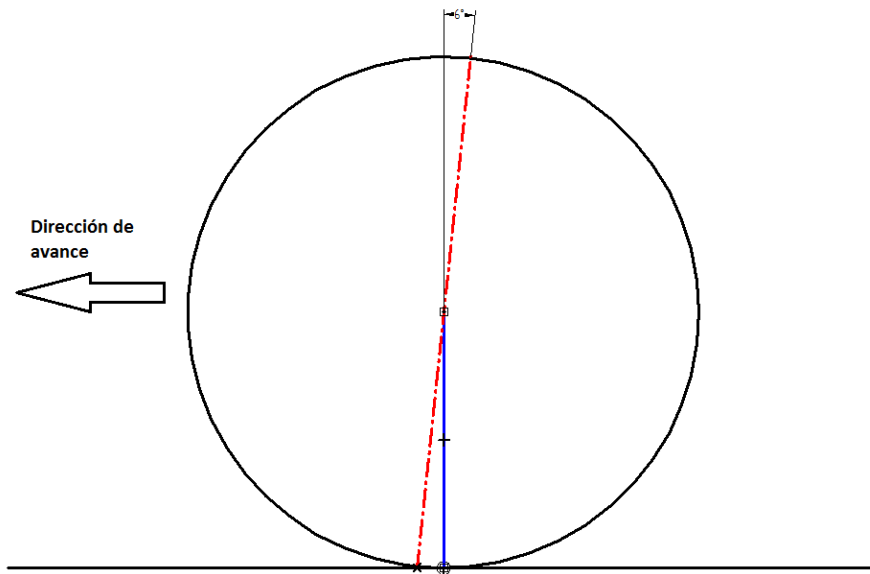


Figura 47. Ángulo de avance

El ángulo de caída es necesario para conseguir mejorar la adherencia transversal del neumático al contrarrestarse la deformación producida por los esfuerzos laterales. Se conviene en llamar negativo si la rueda queda abierta por la parte inferior, y positivo al contrario.

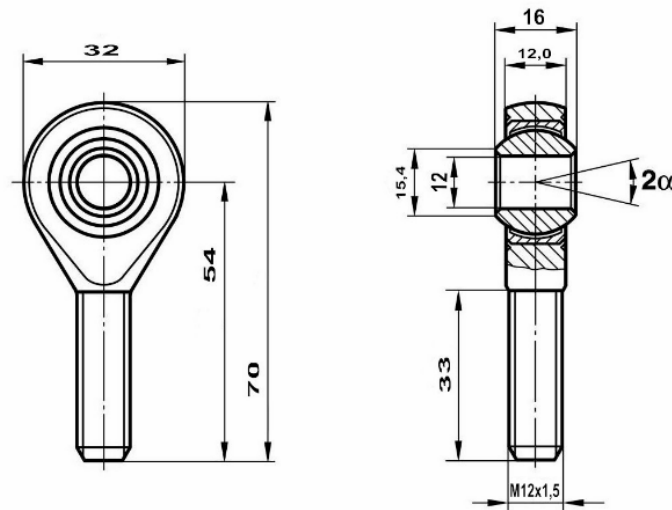
Si se sobrepasa un valor determinado se pierde superficie de contacto, sobre todo si se trata de un neumático ancho, llegando a presentar en línea recta o en estático la misma que uno más estrecho. Se fija la **caída** para el modelo inicial en **0°**.

El ángulo de **convergencia** sirve para contrarrestar la deformación producida en la suspensión cuando el vehículo está en movimiento. Es difícil de optimizar por lo que se fija un valor normal dentro de los vehículos de tracción trasera, **0°15'**.

➤ Elección de las rótulas

Las rótulas son los elementos encargados de unir los brazos de suspensión a la mangueta. Permiten una gran movilidad debido a que el tipo de unión que usan es esférico. Además deben tener la capacidad de soportar los esfuerzos transmitidos por las ruedas.

El modelo de rótula elegido está especialmente diseñado para vehículos y lo fabrica la empresa "FLURO y Höhn". La referencia es: GAXSW 12x1,5. En la siguiente imagen aparece el plano acotado de las rótulas.



FLURO-No. GAXSW 12x1,5 MS

statische radiale Tragzahl C_0 kN static radial load C_0 kN Carga estática radial C_0 kN	dynamische radiale Tragzahl dynamic radial load C kN Carga dinámica radial C kN	Kippwinkel pivoting angle α Ángulo del pivote α	Stückgewicht gr. / lb. part weight gr. / lb. Peso por unidad gr. / lb.
42,0	38,4	13°	87 / 0,192

Figura 48. Plano acotado de las rótulas GAXSW 12x1,5

Caracterización de la suspensión

➤ Estimación de la rigidez del muelle

Los datos de que se disponen para comenzar a dimensionar el resorte son la masa suspendida que debe soportar cada rueda y los recorridos de extensión y compresión de la suspensión. Inicialmente se trabaja con un resorte hipotético de rigidez K_m situado en el centro de la rueda y que permanece en posición vertical durante todo el recorrido de la suspensión.

Con el resultado obtenido sobre la rigidez del resorte hipotético se calcula la rigidez de otro resorte equivalente de rigidez K_r colocado en la posición real de la suspensión diseñada para el car cross, estudiando la relación de desplazamiento entre ambos.

Lo más habitual es repartir el recorrido de la suspensión de manera que la compresión sea un 60% del total y la extensión un 40%. En principio se marcan los siguientes recorridos:

Recorrido vertical de la suspensión		
	Porcentaje	mm
Total	100	250
Compresión	60	150
Extensión	40	100

Tabla 2. Recorrido vertical de la suspensión

Se impone que la longitud a extensión sea la diferencia entre la longitud libre, L_0 , y la longitud bajo carga, L . Y que la compresión sea la diferencia entre la longitud bajo carga, L y la longitud a bloque, L_B .

Datos:

- $L_0 - L = 100 \text{ mm}$
- *Masa suspendida por rueda delantera* $\equiv m_{sd} = 78'95 \text{ kg}$

Por lo tanto, la rigidez del resorte vertical será:

$$K_m = \frac{m_{sd} \cdot g}{L_0 - L} = \frac{78'95 \text{ kg} \cdot 9'81 \text{ m/s}^2}{100 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 7745 \text{ N/m}$$

Pero en los efectos de la suspensión también influyen los neumáticos. En principio se podría simular su funcionamiento como un resorte y un amortiguador trabajando en paralelo. Pero en la práctica, si se simplifica como si sólo hubiera resorte cuya rigidez depende, entre otros, de la presión de inflado del neumático, el cálculo se aproxima bastante a la realidad. El sistema que se obtiene es el siguiente:

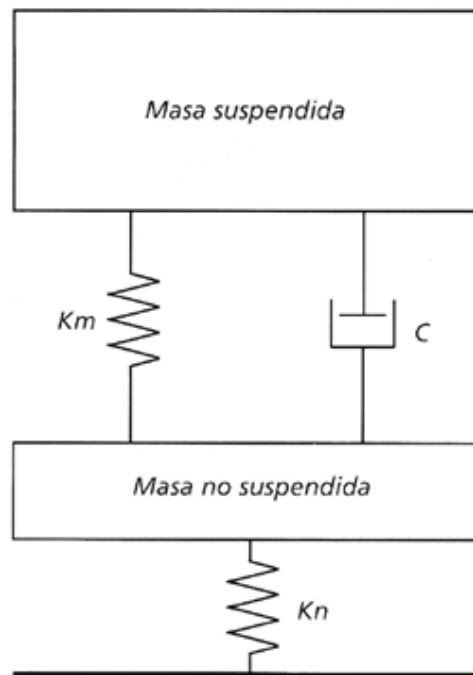


Figura 49. Modelo de suspensión con las constantes elásticas y de amortiguación

Este modelo de dos grados de libertad, que corresponde a un cuarto de vehículo, permite el análisis de los movimientos de la masa suspendida en función de la masa no suspendida, la rigidez del neumático, la rigidez del resorte de suspensión y la característica del elemento amortiguador.

Es necesario estimar una rigidez del neumático para más adelante estudiar los modos de vibración del sistema. Para ello se observan las rigideces de modelos dinámicos de vehículos similares y algunos datos proporcionados por fabricantes. Las rigideces encontradas suelen oscilar en torno a 200 o 230 N/mm, con lo que se decide dotar al modelo de neumático con una rigidez de:

$$K_n = 220.000 \text{ N/m}$$

En este caso se pueden hallar las frecuencias fundamentales aproximadas del sistema despreciando el amortiguamiento y realizando la simplificación de suponer que la masa suspendida es mucho mayor que la no suspendida, como se ve en la siguiente figura.

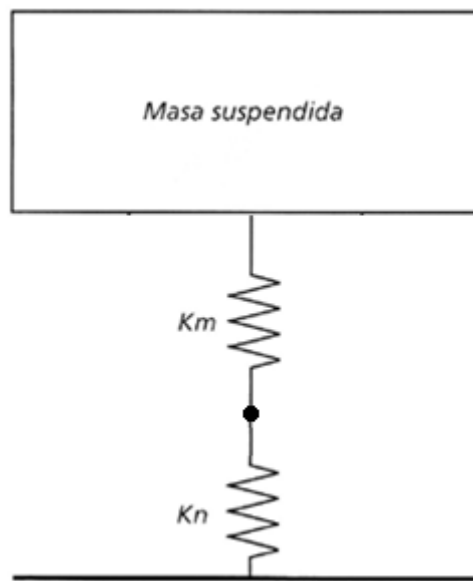


Figura 50. Modelo vibracional simplificado de 1/4 de vehículo

La rigidez equivalente del sistema viene dada por la siguiente ecuación:

$$K_S = \frac{K_m \cdot K_n}{K_m + K_n} = \frac{7745 \cdot 220000}{7745 + 220000} = 7482 \text{ N/m}$$

Y calculando la frecuencia natural del sistema:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_S}{m_{sd}}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{7482 \text{ N/m}}{78'95 \text{ kg}}} = 1'55 \text{ Hz}$$

Haciendo cálculos posteriores se estudian los efectos en la frecuencia natural del sistema si se varía la rigidez del neumático. Los resultados determinan que aún variando dicha rigidez al doble a o a la mitad de la escogida, la frecuencia apenas varía en unas centésimas. Esto quiere decir que la aproximación que se hizo anteriormente de K_n es válida y no es necesario seguir afinando su valor para el estudio vibracional.

Por otro lado hay que tener en cuenta el diseño de la suspensión del tren trasero ya que si ambos trenes tuvieran la misma frecuencia de oscilación, el movimiento de subida y bajada, con el lógico desfase debido a su batalla, sería insoportable para el piloto que podría llegar a despegar de su asiento. Algo similar ocurre cuando la frecuencia de un tren es mucho más alta

que la del otro. En un turismo de calle actual, el tren más sobrecargado suele tener una frecuencia entre un 20 o 25 % mayor aunque esta diferencia puede reducirse en el car cross ya que está destinado a competición y no es prioritario el confort.

Las frecuencias naturales de las suspensiones en los coches deportivos suelen estar en el rango entre 1'3 y 1'5 Hz, y en los de competición llegan a ascender hasta los 6 Hz, como es el caso de algunos Fórmula 1. El valor de 1'55 Hz está dentro del rango de los de competición y cerca de los deportivos por lo que se considera aceptable.

<i>Periodo de oscilación (s)/ Frecuencia (Hz)</i>	<i>Deflexión estática (mm)</i>	<i>Impresión de confort</i>	<i>Tolerancia física según el periodo de oscilación</i>
0,2/5	10,0	Muy mala	Intolerable
0,4/2,5	40,0	Muy mala	Intolerable
0,5/2	62,5	Suspensión Seca (Sport)	Tolerable por poco tiempo
0,9/1,1	200	Confortable	Tolerable indefinidamente
1,0/1	250	Confortable	Tolerable indefinidamente
1,26/0,8	400	Excesivamente confortable	Tendencia al mareo

Tabla 3. Clasificación de las suspensiones según su frecuencia

Se define “Relación de Desplazamiento” (RD) a la relación existente entre el desplazamiento vertical de la rueda y el desplazamiento del muelle en su recorrido. El desplazamiento vertical de la rueda coincide con el recorrido del amortiguador hipotético del estudio vibracional por lo que este parámetro permite relacionar ambos resortes.

$$RD = \frac{\text{Desplazamiento de la rueda}}{\text{Desplazamiento del muelle}}$$

Esta relación no es completamente lineal variando a lo largo del recorrido de la suspensión entre 1'48 y 1'6. Se toma un valor promedio de 1'54 para futuros cálculos.

Las rigideces del muelle del sistema vertical (K_m) y la de la suspensión diseñada (K_r) se relacionan aplicando la siguiente fórmula:

$$K_r = K_m \cdot (RD)^2$$

Por lo que finalmente se tiene una rigidez real del resorte de:

$$K_r = 7745 \cdot (1'54)^2 = 18368 \text{ N/m}$$

➤ Estimación del coeficiente de amortiguamiento

Puede definirse el confort que van a tener los pasajeros desde el punto de vista del valor de la amortiguación crítica. Cuanto más se aproxime la amortiguación del coche a la crítica del sistema, menos confortable será, aunque también más controlado y más fácilmente aplicable a una utilización deportiva.

En el cuadro siguiente aparecen unos valores orientativos de recorridos de suspensión y porcentajes de amortiguación respecto de la crítica.

	% Compresión / Extensión	% Amortiguación Crítica
COCHE CÓMODO	25 - 30 / 75 - 70	15 - 25
SEMI DEPORTIVO	30 - 35 / 70 - 65	25 - 30
DEPORTIVO	40 - 45 / 60 - 65	30 - 35
COMPETICIÓN	50 - 60 / 50 - 40	35 - 40

Tabla 4. Clasificación de suspensiones en función del coeficiente de amortiguación

Se calcula el coeficiente de amortiguación del sistema en función de la masa que oscila (M), la rigidez del muelle (K) y el factor o coeficiente de amortiguación (ξ).

$$C = 2 \cdot \xi \cdot \sqrt{K \cdot M}$$

De manera que se tiene, en función de ξ :

- $\xi = 0 \rightarrow C = 0$: No hay esfuerzo de amortiguación
- $\xi < 1 \rightarrow$ Sistema **sub-amortiguado**: Disminuirá la oscilación lentamente
- $\xi > 1 \rightarrow$ Sistema **sobre-amortiguado**: Disminuirá la oscilación demasiado

rápidamente
 $\xi = 1 \rightarrow$ Sistema **críticamente amortiguado**. Su amortiguación es la que se conoce como crítica (C_c)
Volviendo a la ecuación anterior, el valor de C para que se dé la condición anterior $\xi = 1$, amortiguamiento crítico, es:

$$C_c = 2 \cdot \sqrt{K \cdot M} = 2 \cdot \sqrt{18368'03 \cdot 78'95} = 2408'45 \text{ N} \cdot \text{s/m}$$

Por lo tanto, el coeficiente de amortiguación obtenido tomando como referencia el 40 % del crítico es:

$$C = 0'4 \cdot 2408'45 = 963'38 \text{ N} \cdot \text{s/m}$$

Geometría de la dirección

➤ *Tipo de sistema de dirección*

El sistema de dirección elegido es el de piñón cremallera por ser compacto, robusto, y fácil de diseñar y acoplar al vehículo.

El problema principal en el car cross es la falta de espacio, lo que obliga a colocar la cremallera y las bieletas por delante del eje delantero para dejar sitio a los pedales. La columna de dirección está formada por tres ejes unidos con juntas cardan que llegan hasta el volante en el centro del vehículo.

➤ *Cuadrilátero de Ackermann*

Para no complicar los cálculos ni el estudio del modelo dinámico se busca una geometría de Ackermann neutro.

En el boceto de la figura siguiente aparecen esquematizados en planta de los ejes y ruedas vehículo. Con él se puede calcular la posición en que las bieletas deben anclarse a la mangueta respecto del eje de pivote.

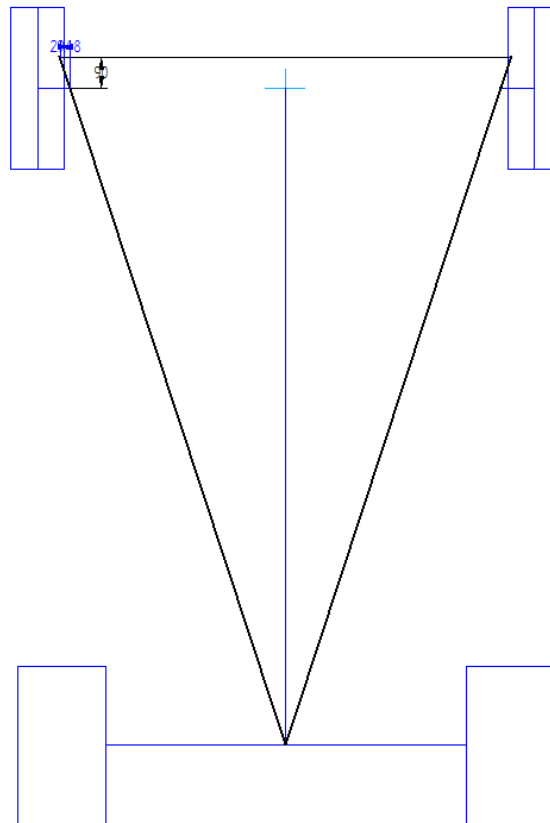


Figura 51. Geometría de Ackermann

Con el valor de la distancia del pivote al anclaje de la bieleta se elabora otro boceto para calcular el giro producido en las ruedas debido al desplazamiento de la cremallera.

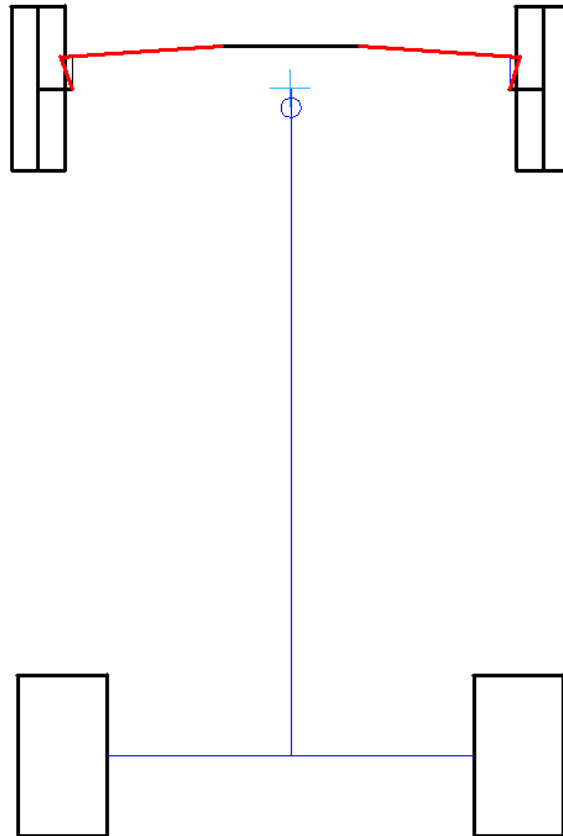


Figura 52. Boceto de cremallera y bieletas

El objetivo es medir cuánto debe desplazarse la cremallera para que la rueda interior gire 45° . Probando varias configuraciones se llega a la que aparece acotada en la siguiente imagen; para girar el ángulo deseado la cremallera debe desplazarse 60 mm.

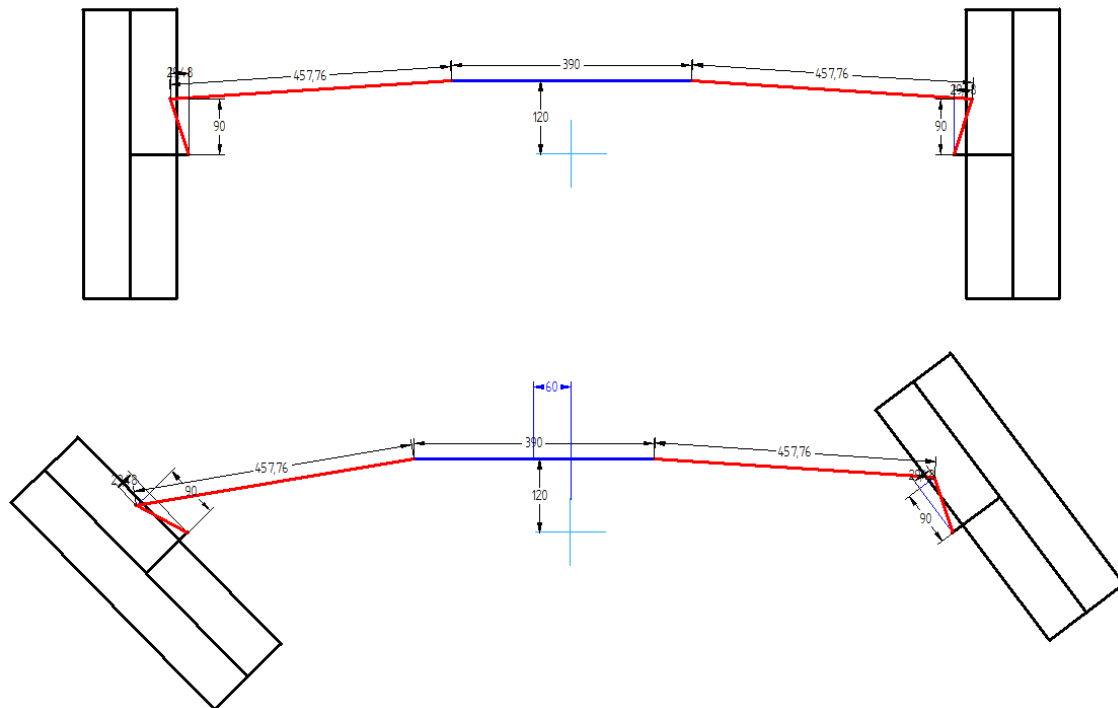


Figura 53. Giro de las ruedas y desplazamiento de la cremallera

➤ Diseño del mecanismo piñón-cremallera

Puesto que se ha podido medir la distancia que debe recorrer la cremallera para girar la rueda 45° , esos son los datos de los que se parte para diseñar el conjunto piñón-cremallera. Además se busca que la relación de transmisión sea de 2 a 1, es decir, que 90° de giro del volante giren la rueda 45° .

$$\begin{cases} P = 4 \cdot d \\ P = 2 \cdot \pi \cdot R \end{cases}$$

$$R = \frac{P}{2 \cdot \pi} = \frac{2 \cdot d}{\pi} = \frac{2 \cdot 60}{\pi} = 38.2 \text{ mm}$$

$d \equiv$ Distancia recorrida por la cremallera para girar la rueda interior 45°

$P \equiv$ Perímetro de la circunferencia primitiva del piñón

$R \equiv$ Radio primitivo del piñón

Una vez conocido el radio primitivo puede diseñarse un piñón y una cremallera que cumplan las condiciones.

➤ *Reducción del efecto del bump-steer*

Reciben el nombre de “bump-steer”, siempre en inglés, las variaciones que sufre el paralelo al oscilar la suspensión en todo su recorrido útil. Esta variación supone un cambio de dirección en el coche. Para evitarlo debe trabajarse con los elementos de dirección y suspensión, optimizando las variaciones de paralelo.

Esta variación de paralelo suele medirse con un modelo físico de suspensión y se optimiza modificando la longitud de las bieletas y la posición de la cremallera. Sin embargo en este proyecto se estima la geometría más favorable con ayuda de bocetos.

Con la dirección orientada completamente al frente, el extremo de las bieletas unido a la mangueta recorrerá un arco de circunferencia a lo largo del recorrido útil de la suspensión. Para precisar la posición de las bieletas se intenta asemejar el desplazamiento de estas al de la mangueta mediante la circunferencia mencionada anteriormente.

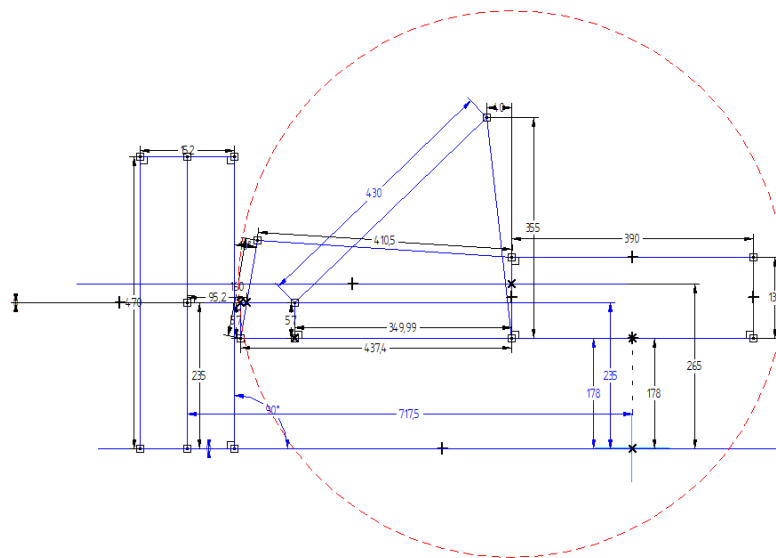


Figura 54. Posición de las bieletas de dirección

La cremallera debe colocarse a 30 mm del eje de la rueda para que los anclajes de las bieletas coincidan con el centro de la circunferencia.

3.3. Modelado de las piezas

Además del modelado, a cada pieza se le ha asignado un material o una densidad estimada para calcular el peso total y poder hacer unas buenas medidas de centros de masas y momentos de inercia.

3.3.1. Modelado de la suspensión

➤ *Posicionamiento de los anclajes en el chasis*

Una suspensión de paralelogramo deformable requiere de cuatro puntos de anclaje al chasis, dos por cada brazo, además de un anclaje adicional por encima de ellos para sujetar el amortiguador.

También hay que tener en cuenta que la posición de las suspensiones afectará a la batalla del vehículo. Si la batalla es demasiado corta el comportamiento en dinámico será más “nervioso”, menos estable. Por tanto se busca aumentar esta lo más posible dentro de los márgenes de la normativa y de la geometría del chasis prediseñado.

Los cuatro anclajes de los brazos de suspensión se sitúan en un rectángulo de 300 mm de ancho por 130 mm de alto. Y el amortiguador se ancla a 355 mm de la base del mismo rectángulo, a la altura de su punto medio. La base de dicho rectángulo tiene una altura desde el firme de 178 mm con el vehículo en la posición estática, y su centro se ubica a 375 mm de la parte más frontal del Car Cross.

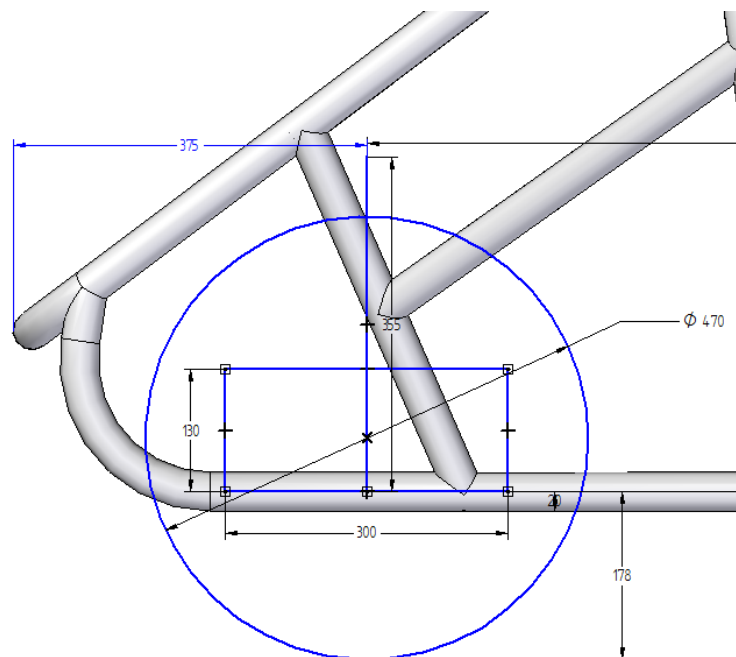


Figura 55. Posición de los anclajes de la suspensión

Para poder colocar los anclajes debe haber una barra cerca que pueda soportarlos. Los del brazo inferior se anclan fácilmente a la barra que aparece justo a su altura en la figura anterior, pero para los del superior se necesita añadir algo que los soporte.

Un tubo horizontal colocado en la posición que se puede ver a continuación permite anclar ambos brazos de suspensión. Aunque se esté modificando la configuración inicial del chasis, no debe preocupar que se vulnere la seguridad o se infrinja ninguna norma del reglamento puesto que las barras que se añaden tienen las mismas medidas y en todo caso aportan rigidez al chasis.

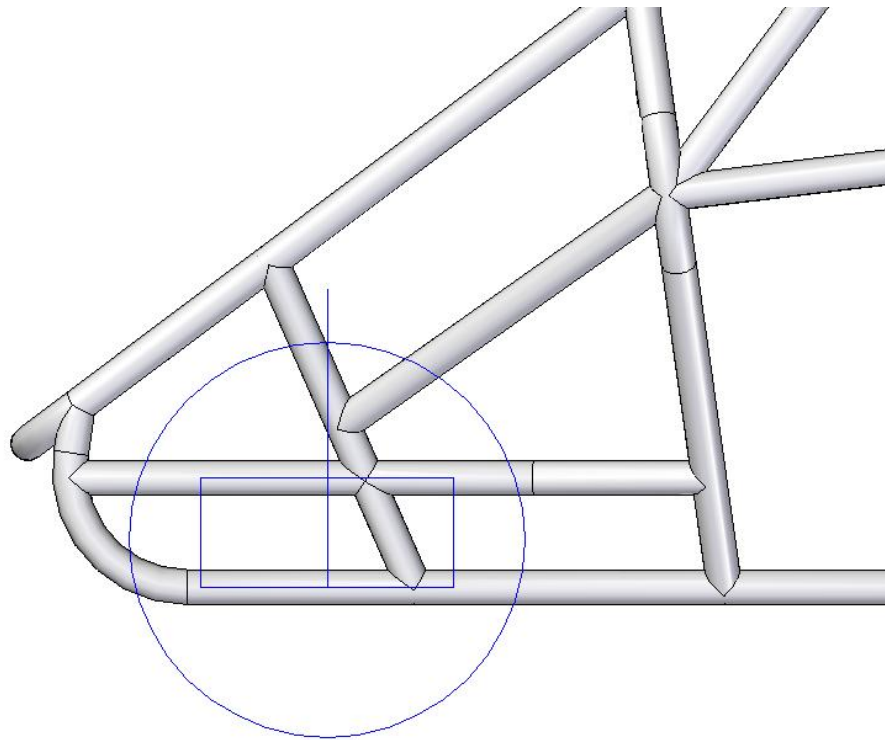


Figura 56. Soporte de los anclajes del brazo superior

Por último, el diseño de los anclajes se hace con chapas de 5 mm de espesor soldadas al chasis y agujereadas para permitir el paso de los tornillos. La forma irregular de los anclajes del amortiguador se debe a que deben soldarse a una barra inclinada.

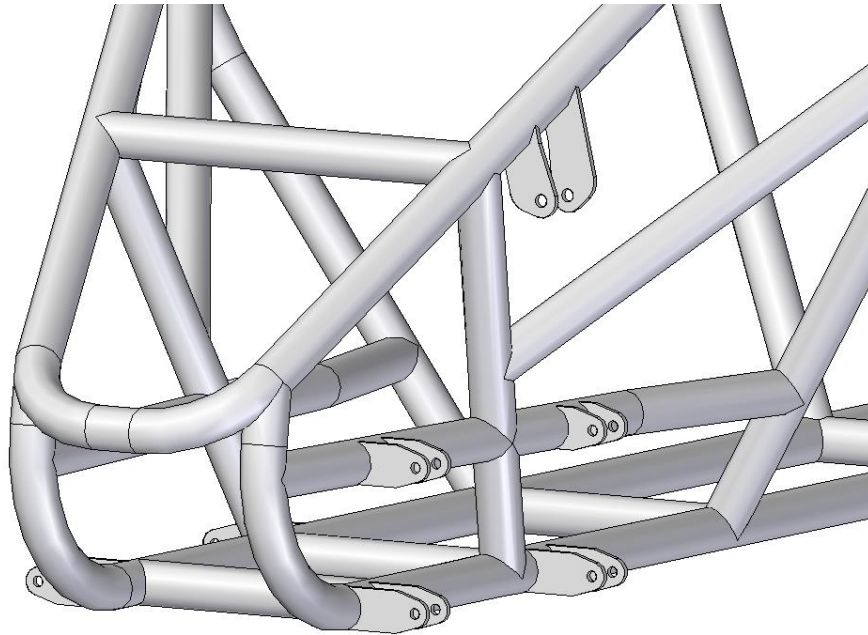


Figura 57. Anclajes de la suspensión

➤ *Modelado de llantas y neumáticos*

Las llantas tienen las medidas 10" X 5.5" (254 X 139.7 mm). A continuación aparecen dos imágenes del modelado de la llanta y de su perfil.



Figura 58. Modelado de la llanta 10" X 5.5"

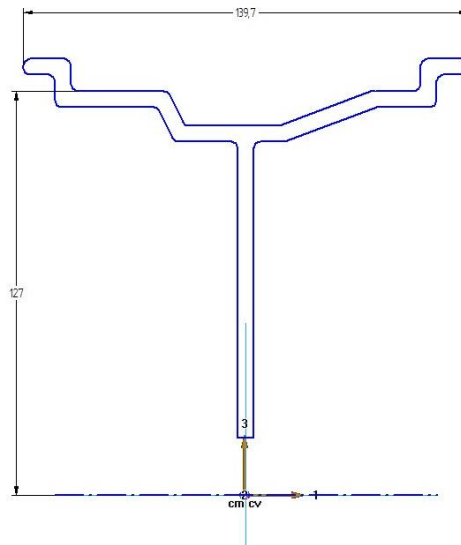


Figura 59. Perfil de llanta

Las medidas de los neumáticos son 165/70-10, tienen un diámetro de 470 mm y un ancho de 152 mm.



Figura 60. Modelado del neumático

➤ Modelado del buje

Los agujeros para los tornillos que unirán el rodamiento a la llanta son cuatro y se ubican en una circunferencia de 100 mm diámetro. Los del lado de la mangueta se encuentran a 46 mm del centro del rodamiento.

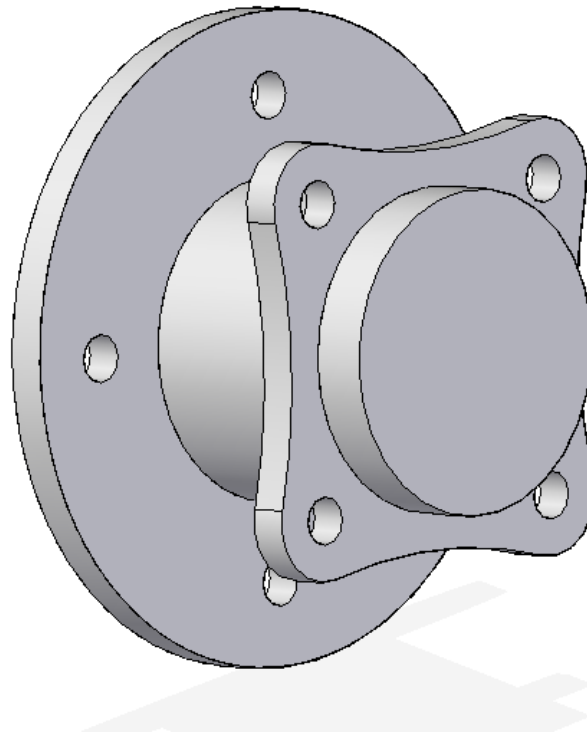


Figura 61. Modelado esquemático del rodamiento HUB III

➤ *Modelado de la mangueta*

La mangueta debe diseñarse teniendo en cuenta los ángulos de la dirección puesto que es la que va a transmitirle los efectos de los mismos a la rueda.

Además a ella se ancla la bieleta de la dirección por lo que también debe cumplir la geometría de Ackermann que se define en el apartado “Geometría de la dirección” de este proyecto.

La figura a continuación muestra la cara interna de la mangueta izquierda. Los dos agujeros más pequeños de la izquierda son los que soportarán la pinza del freno, a los tornillos de la parte superior e inferior se anclan los brazos de suspensión, el de la derecha se une a la rótula de la bieleta, los cuatro agujeros del cuerpo central fijan la base del rodamiento y el orificio más grande permite alojar la geometría del rodamiento.

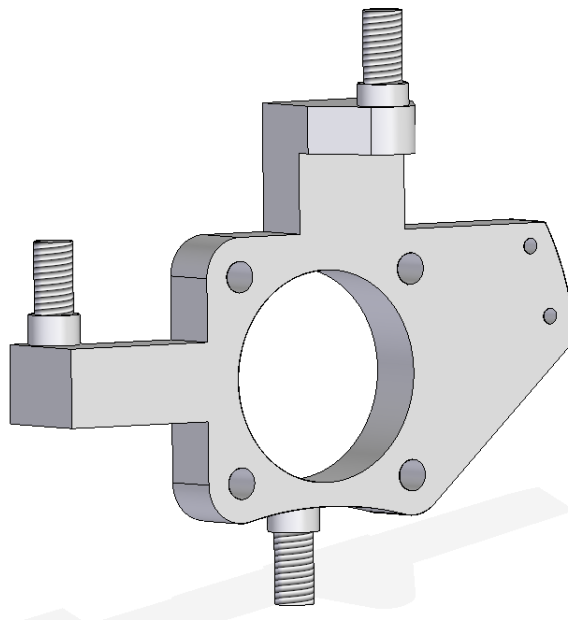


Figura 62. Modelado de la mangueta derecha

➤ *Modelado de las rótulas*

El modelado de las rótulas requiere de dos piezas para permitir la movilidad del conjunto ya que, de no hacerlo así, el programa daría problemas al intentar conectar la bola de la rótula a un eje o tornillo que no fuera perpendicular.

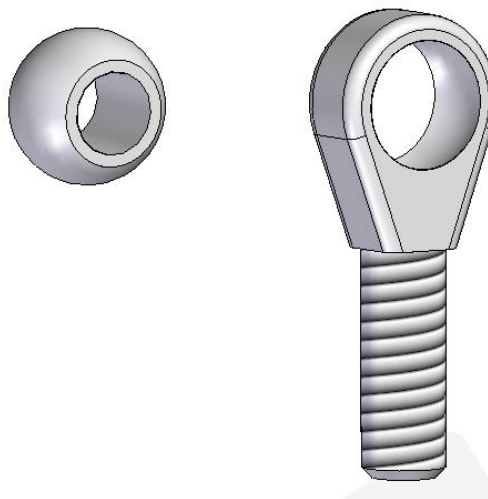


Figura 63. Despiece de la rótula

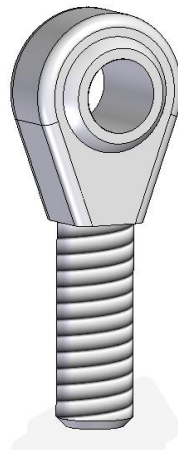


Figura 64. Modelado de la rótula GAXSW 12x1,5

➤ *Modelado de los brazos de suspensión*

Ambos brazos están contruidos con tubos de 20 X 2 mm y chapas de 5 mm de espesor. Deben cumplir con la geometría diseñada soportar los esfuerzos transmitidos por la mangueta y el amortiguador.

El brazo superior se ancla a la mangueta y al chasis y debe dejar espacio al amortiguador que pasa a través de él para anclarse en el brazo inferior. Su forma asimétrica junto con la mangueta proporciona a la rueda el ángulo de avance.

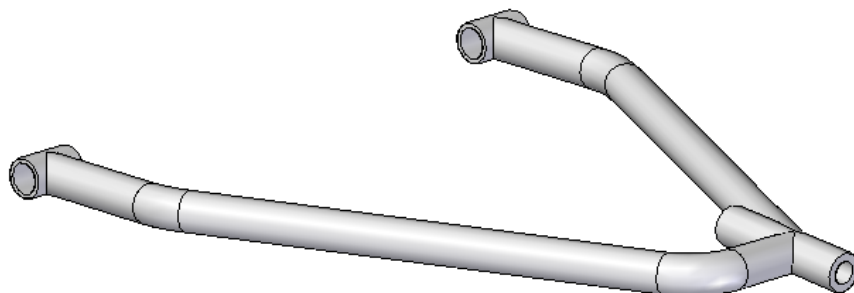


Figura 65. Brazo superior izquierdo de suspensión

El brazo inferior debe quedar horizontal en la posición estática y sobre él se ancla el amortiguador en la zona más cercana a la rueda para aumentar la estabilidad en dinámico del vehículo.

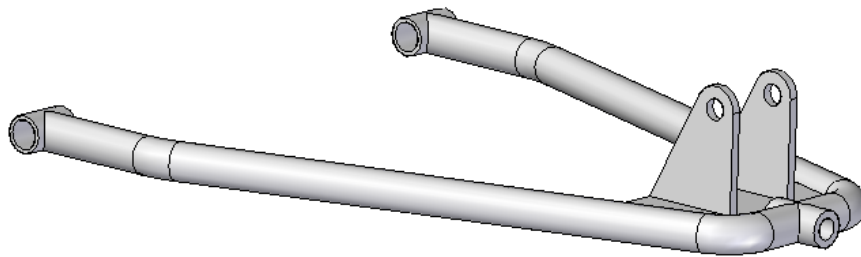


Figura 66. Brazo inferior de suspensión (simétrico)

➤ *Modelado del amortiguador y el muelle*

El único dato que en principio se conoce del amortiguador es la distancia de cabeza a cabeza, 430 mm. Del muelle tampoco se conoce rigidez ni longitud. El modelado de estas piezas es, por tanto, una aproximación

Los parámetros que caracterizan al amortiguador y al muelle son dos de los datos que deben optimizarse con el modelo dinámico.

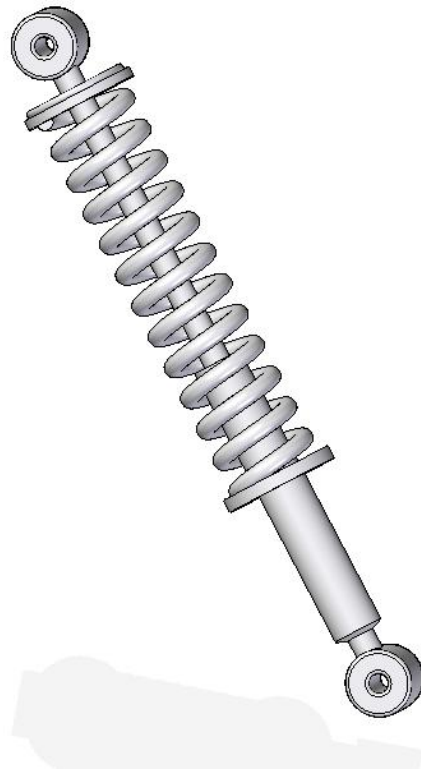


Figura 67. Modelado de amortiguador y muelle

➤ *Conjunto ensamblado del sistema de suspensión*

La figura a continuación muestra el conjunto modelado y ensamblado del sistema de suspensión junto con las llantas y neumáticos.

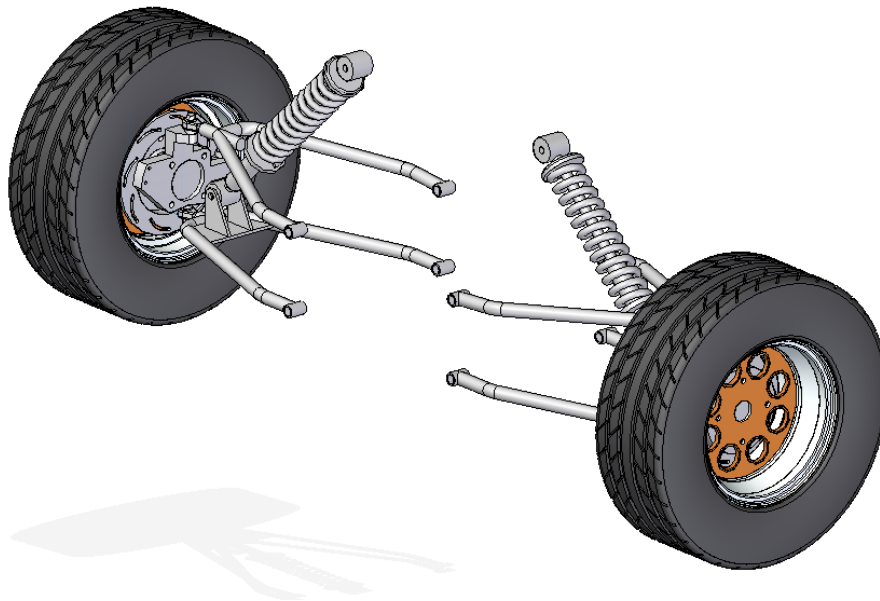


Figura 68. Conjunto del sistema de suspensión

3.3.2. Modelado de la dirección

➤ *Modelado del mecanismo de piñón-cremallera*

El conjunto está formado por tres piezas unidas para formar el mecanismo. Tanto el piñón como la cremallera van montados dentro de una carcasa que los mantiene en la posición de diseño y les permite la movilidad necesaria para transmitir el giro de la columna de dirección a las bieletas.

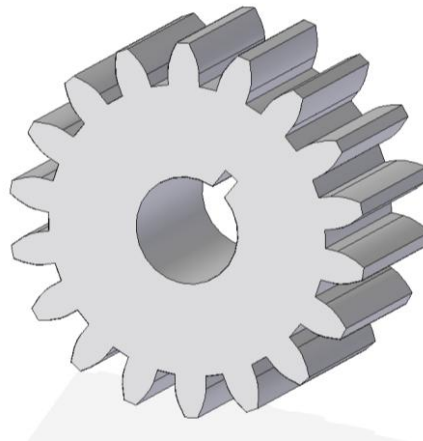


Figura 69. Modelado del piñón

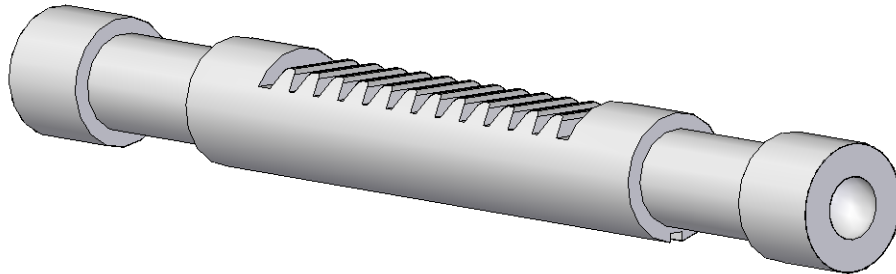


Figura 70. Modelado de la cremallera

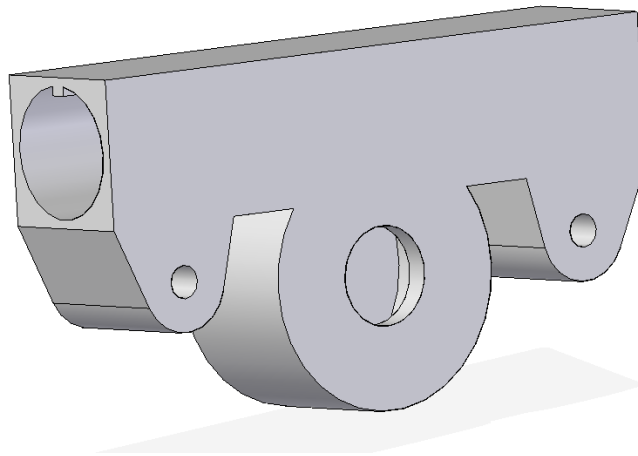


Figura 71. Modelado de la carcasa del mecanismo piñón-cremallera

En el interior de la carcasa se ubica la cremallera, que se desplazará longitudinalmente para hacer su función. Para evitar que la cremallera rote y deje de engranar correctamente se coloca un raíl o guía en la carcasa sobre el que se encaja la ranura de la cremallera.

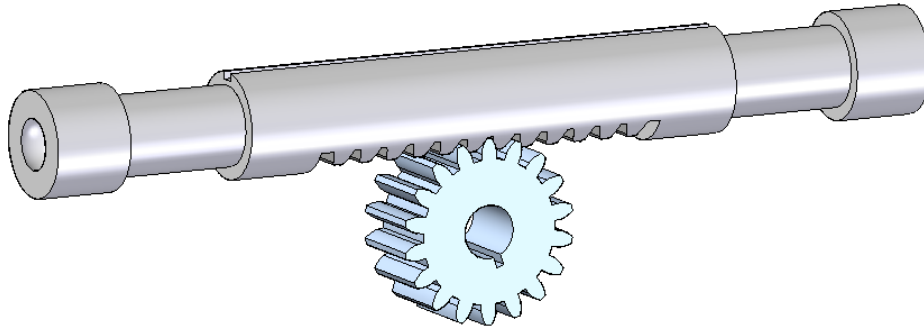


Figura 72. Engrane del piñón y la cremallera

La cremallera se desplaza longitudinalmente accionada por el giro del engranaje, que llega desde el volante por la columna de dirección.

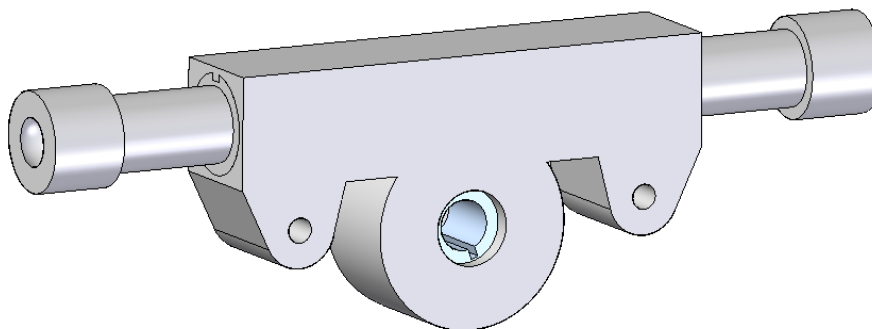


Figura 73. Conjunto completo del mecanismo piñón-cremallera

➤ *Modelado de las bieletas de dirección*

La longitud de las bieletas se ha definido para la posición en que las ruedas están completamente paralelas. Este valor cambiará si se modifica la convergencia o la posición de la cremallera en el chasis. Esta variabilidad de longitudes se puede conseguir enroscando más o menos las rótulas de los extremos de las bieletas.



Figura 74. Modelado de la bieleta de dirección

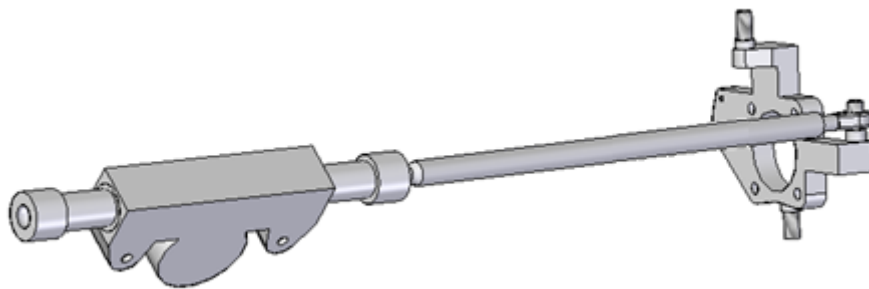


Figura 75. Conjunto de la bieleta de dirección con la mangueta izquierda y la cremallera

➤ *Modelado de los anclajes de la cremallera y de la columna de dirección*

Los anclajes de la cremallera se han situado en la posición una posición que trata de reducir, en la medida de lo posible, el efecto del bump-steer. Además se inclinan para reducir el ángulo de las uniones en las juntas Cardan de la columna de dirección. Son las chapitas con orificios en el centro que aparecen dentro del chasis en la figura siguiente.

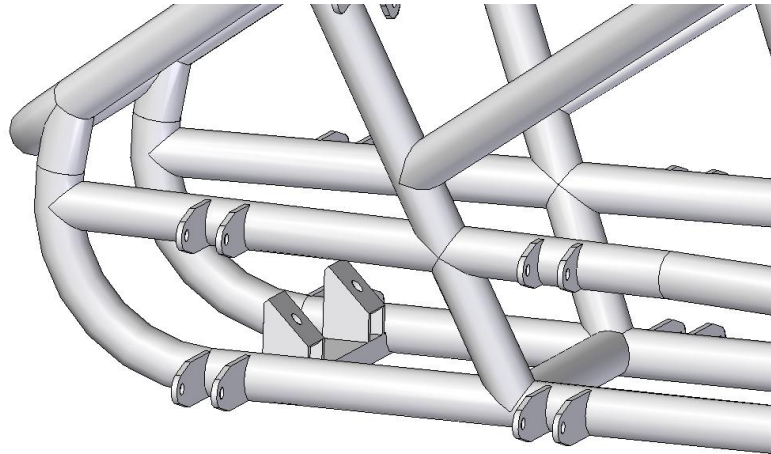


Figura 76. Anclajes de la cremallera de dirección al chasis

El anclaje de la columna de dirección tiene la función de sujetar dicha columna y de mantener el volante en una posición cómoda para el piloto. En su interior se aloja un rodamiento fijado con circlips que facilita el giro de la columna.

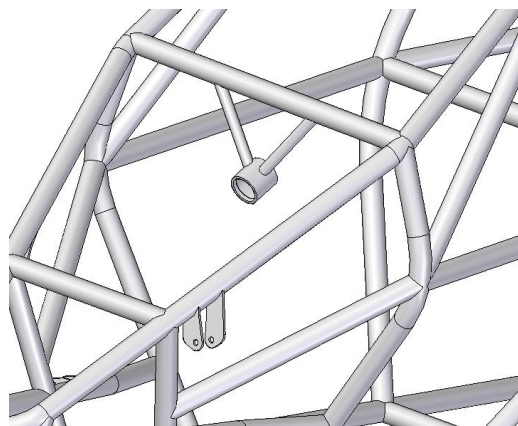


Figura 77. Anclaje de la columna de dirección al chasis

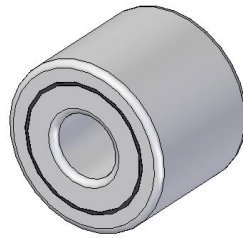


Figura 78. Modelado del rodamiento alojado en el anclaje de la columna de dirección

➤ *Modelado de la columna de dirección*

La columna de dirección se compone de tres ejes unidos mediante juntas cardan que transmiten el movimiento del volante al piñón de la cremallera.

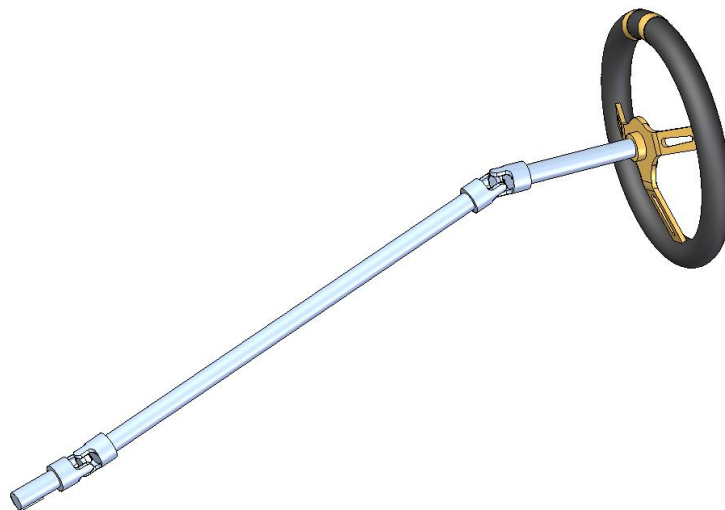


Figura 79. Modelado de la columna de dirección

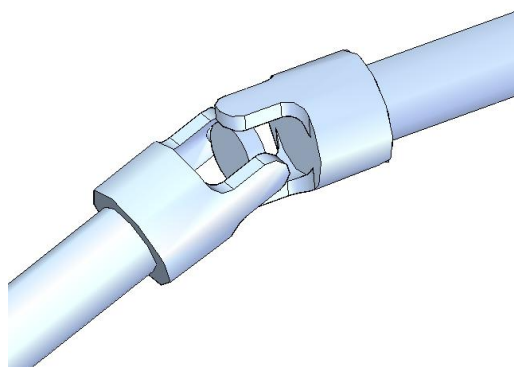


Figura 80. Detalle de junta Cardan de la columna de dirección

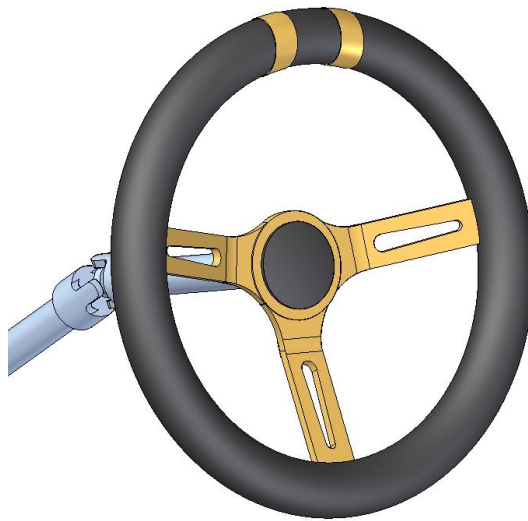


Figura 81. Detalle del volante

➤ *Conjunto del sistema de dirección*

La figura a continuación muestra el conjunto modelado y ensamblado del sistema de dirección.

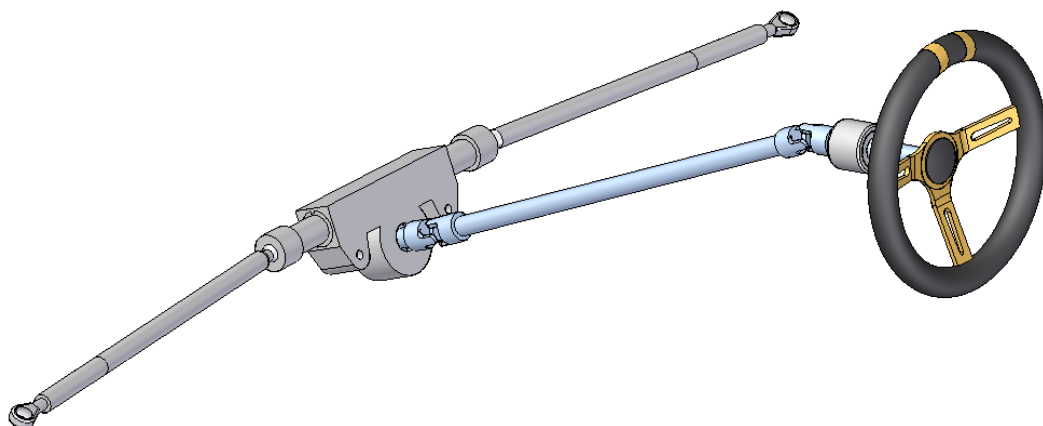


Figura 82. Sistema de dirección

3.3.3. Conjunto ensamblado de los sistemas de suspensión y dirección

La imagen siguiente muestra el tren delantero completo, son los sistemas de suspensión y dirección ensamblados y las geometrías diseñadas para evitar interferencias entre piezas en el uso normal del car cross.

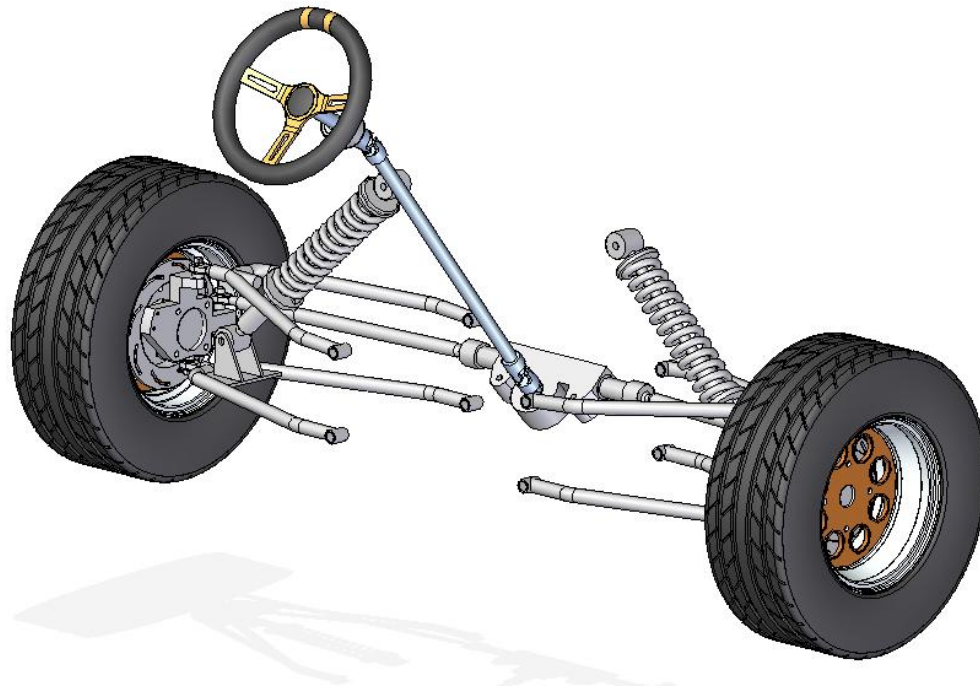


Figura 83. Conjunto de los sistemas de suspensión y dirección

En el conjunto de la figura siguiente aparecen los dos trenes del car cross ensamblados al chasis de partida. De este conjunto se pueden obtener el centro de masas y las inercias, datos necesarios para poder realizar un análisis dinámico lo más fiel posible a la realidad.

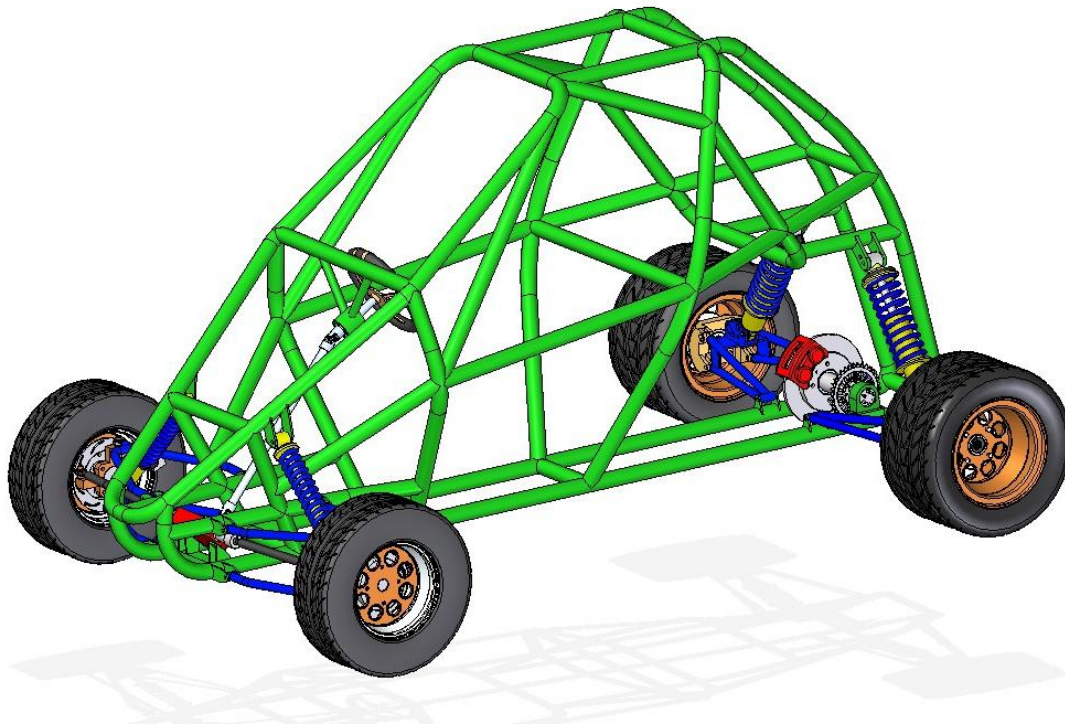


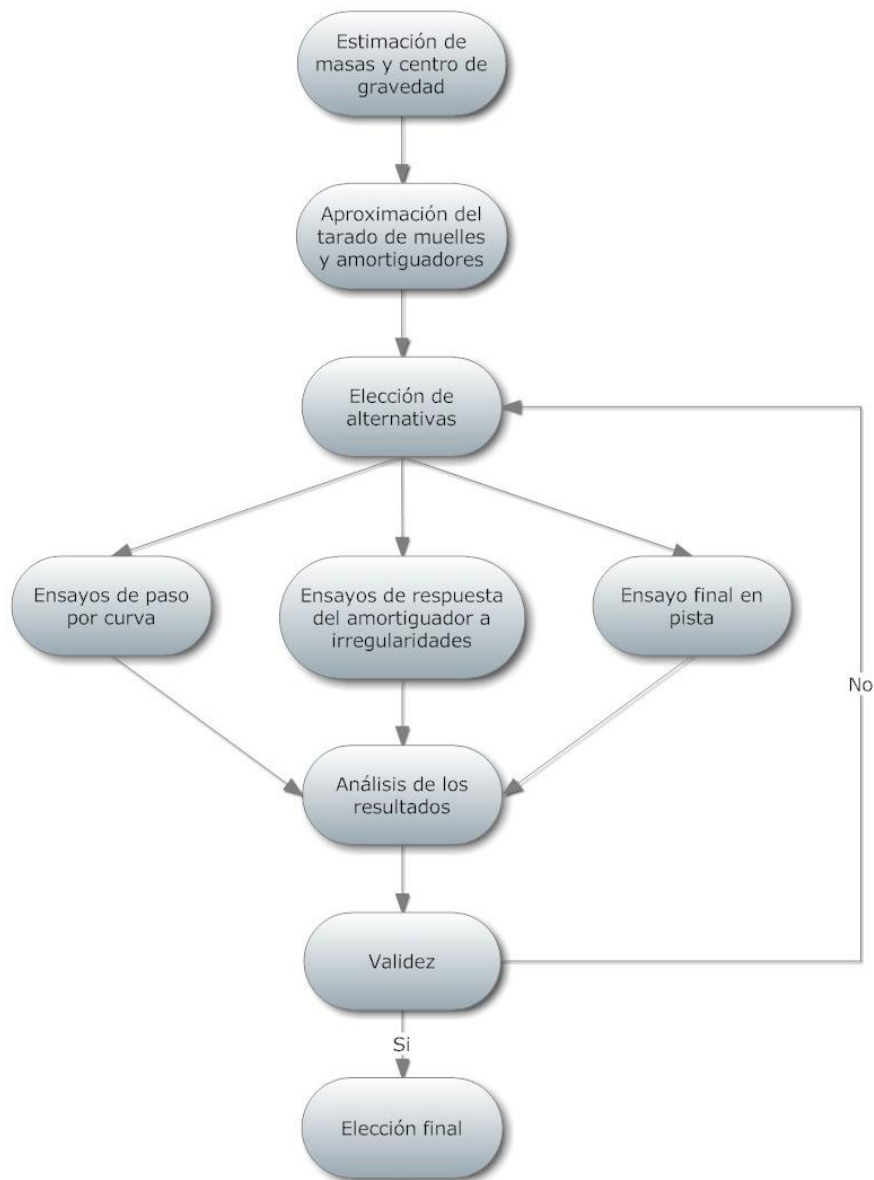
Figura 84. Conjunto del car cross con ambos trenes ensamblados

3.4. Análisis dinámico

En este apartado se ha trabajado conjuntamente con el proyectista encargado del tren trasero ya que es imprescindible combinar datos en el programa para poder definir un modelo dinámico completo y compatible.

Entre ambos se han estimado y calculado los parámetros comunes que más adelante se irían ajustando conforme a los resultados que los ensayos fueran arrojando. Tanto el modelo dinámico como los ensayos se han realizado con ayuda del programa CarSim.

En el siguiente diagrama se describe el proceso seguido para la elaboración del análisis dinámico, empezando por la parametrización de un modelo dinámico y obteniendo, finalmente, unos resultados concluyentes de los ensayos realizados, que van a definir la geometría final de los componentes del vehículo.



Estudio de la distribución de cargas del vehículo

➤ *Estimación de las masas suspendida y no suspendida*

En este apartado es de gran ayuda el haber modelado gran parte de las piezas con el programa Solid Edge, ya que permite asignar materiales o densidades a las piezas y proporciona el peso de cada una de ellas.

El resto de piezas no modeladas como el motor, el piloto o la caja de cambios son fácilmente estimables acudiendo a catálogos reales de alguna de las marcas que los fabrican.

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross



Así, se obtiene esta tabla:

Zonas	Componentes	Tipo de masa	Masa (kg)	Unidades	Masa total (Kg)
Suspensión delantera	Amortiguador delantero	SS	4	2	8
	Neumatico	NS	3,6	2	7,2
	Llanta	NS	2,173	2	4,346
	Trapezio superior	SS	0,89	2	1,78
	Trapezio inferior	SS	1,151	2	2,302
	Rotulas	SS	0,192	6	1,152
	mangueta	NS	0,574	2	1,148
	rodamiento	NS	2,3	2	4,6
Suspensión trasera	Amortiguador trasero	SS	5	2	10
	Rueda y llanta	NS	7	2	14
	Trapezios de suspensión	SS	2,6	2	5,2
	mangueta	NS	1,714	2	3,428
	rodamiento	NS	2,7	2	5,4
Dirección	Volante	S	1	1	1
	Columna de dirección	S	2,21	1	2,21
	Piñon-Cremallera	S	6,95	1	6,95
	Bieletas	SS	1,121	2	2,242
Frenado	Discos y pinzas delanteras	NS	1,25	2	2,5
	Disco y pinza trasera	S	5	1	5
Motor	Bloque	S	60	1	60
	Caja de cambio	S	10	1	10
Piloto	Incluye equipo	S	85	1	85
Depósitos	deposito gasolina	S	10	1	10
	deposito agua	S	2	1	2
	Eje	S	6	1	6
	palier	SS	3,2	2	6,4
Chasis	Estructura multitubular	S	75,295	1	75,295
	Protecciones laterales	S	4,95	2	9,9
	Paneles de acero	S	12	1	12
Carrocería	Fibra de vidrio	S	20	1	20
Otros	Componentes auxiliares	S	25	1	25
Masa Total					410,053
Masa SemiSuspendida					37,076
Masa Suspendida					348,893
Masa No Suspendida					61,16

Tabla 5. Masas suspendidas (S), no suspendidas (NS) y semisuspendidas (SS)

➤ Cálculo del centro de gravedad y del reparto de pesos

Puesto que el vehículo es simétrico respecto al plano longitudinal, el centro de gravedad visto desde la parte frontal del car cross está completamente centrado.

Uno de los datos que deben especificarse en el modelo dinámico es la distancia desde el eje delantero al centro de masas de la masa suspendida, que se obtiene del conjunto modelado con Solid Edge.

Los pesos del motor y del piloto se incluyen en el conjunto de forma simplificada mediante figuras geométricas sencillas, como puede verse en la siguiente imagen. Además, hay una parte de las masas suspendidas que no ha sido modelada pero que se ha incluido como uniformemente distribuida a lo largo de la batalla a la hora de realizar los cálculos. Son las protecciones laterales, los paneles de acero de la base del chasis y de detrás del asiento, la carrocería de fibra de vidrio y los componentes auxiliares.

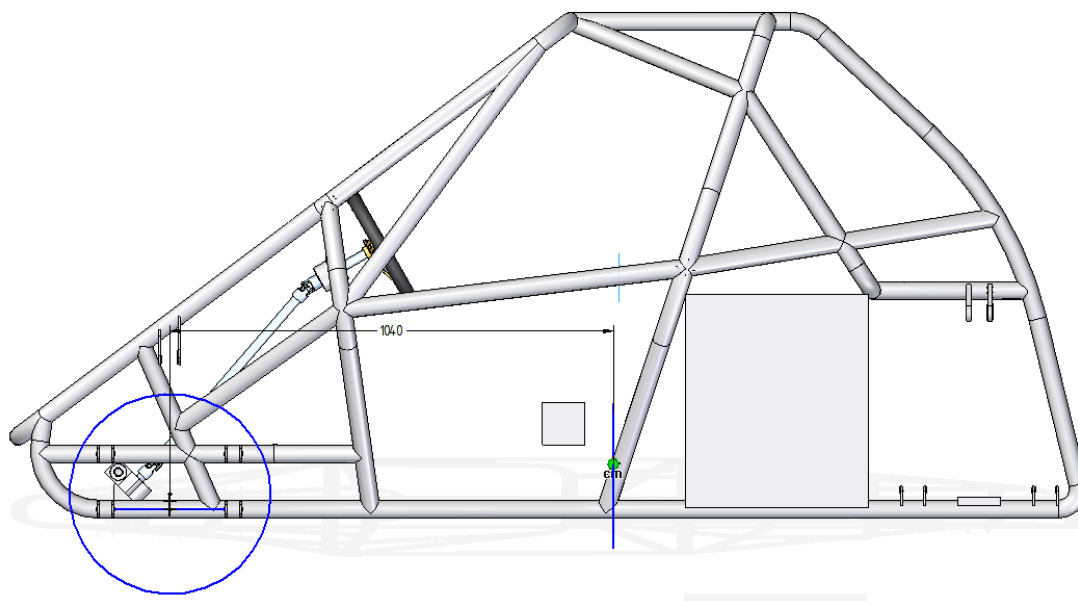


Figura 85. Estimación del centro de gravedad de la masa suspendida

El cubo pequeño representa el peso del piloto y el grande el del motor, ambos colocados en las posiciones que ocuparán en condiciones de funcionamiento. El resultado obtenido es que el centro de gravedad de la masa suspendida se sitúa a 1040 mm del eje delantero.

Para calcular el reparto de pesos de la masa suspendida entre ambos trenes se resuelve la siguiente simplificación del problema.

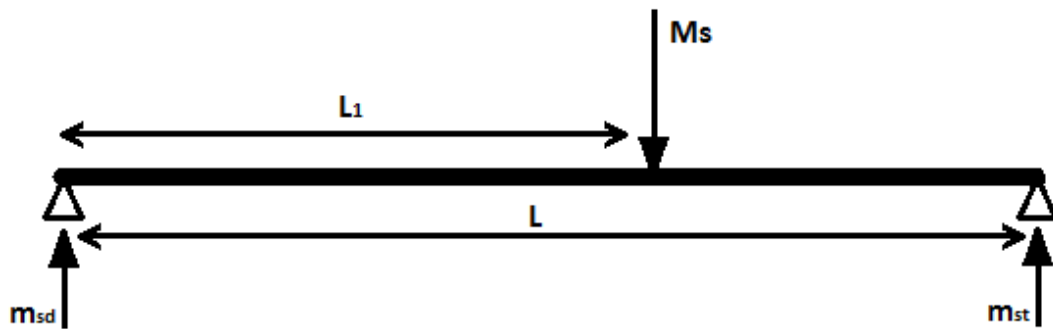


Figura 86. Reparto de pesos de la masa suspendida

Donde:

$M_s \equiv$ Masa suspendida, incluida la parte proporcional de masa semisuspendida

$m_{sd} \equiv$ Parte de la masa suspendida soportada por el eje delantero

$m_{st} \equiv$ Parte de la masa suspendida soportada por eje trasero

$L \equiv$ Batalla del vehículo

$L_1 \equiv$ Distancia desde el eje delantero al centro de masas de la masa suspendida

Datos iniciales:

$M_s = 348'9 \text{ kg}$

$L = 1900 \text{ mm}$

$L_1 = 1040 \text{ mm}$

Incógnitas $\rightarrow m_{sd}, m_{st}$

Tomando momentos desde el eje delantero y simplificando el valor de la gravedad:

$$\begin{aligned}\sum M_d &= M_s \cdot L_1 - m_{st} \cdot L = 0 \\ m_{st} &= \frac{M_s \cdot L_1}{L} = \frac{348'9 \text{ kg} \cdot 1040 \text{ mm}}{1900 \text{ mm}} = 191 \text{ kg} \\ m_{sd} &= M_s - m_{st} = 348.9 - 191 = 157'9 \text{ kg}\end{aligned}$$

Los valores de las masas suspendidas que soporta cada eje son de utilidad para el posterior dimensionamiento de muelles y amortiguadores. El reparto de pesos de la masa suspendida es de 54.7% para el eje trasero y 45.3% para el delantero.

Para estimar el reparto de pesos de la masa total y ubicar su centro de gravedad se resuelve otro problema.

El primer paso es calcular la distancia desde el eje delantero al centro de gravedad de la masa no suspendida. El punto O representa dicho centro de gravedad, y para que el sistema permanezca estable el peso de ambas masas debe equilibrarse posicionando el apoyo en el punto O.

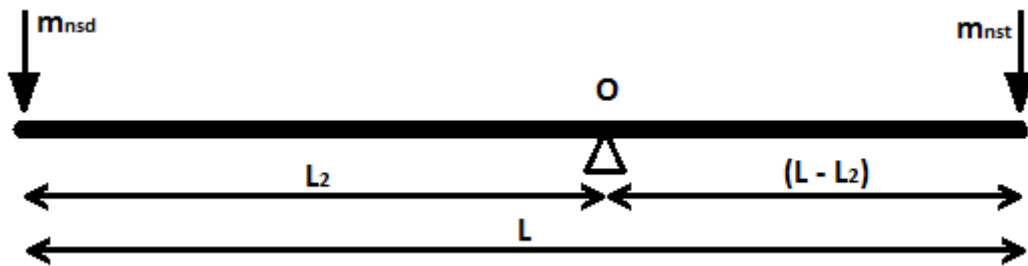


Figura 87. Posición del centro de gravedad de la masa no suspendida

Donde:

$m_{nsd} \equiv$ Masa no suspendida perteneciente al eje delantero, incluyendo la parte proporcional de masa semisuspendida

$m_{nst} \equiv$ Masa no suspendida perteneciente al eje trasero, incluyendo la parte proporcional de masa semisuspendida

O \equiv Centro de gravedad de la masa no suspendida

L \equiv Batalla del vehículo

$L_2 \equiv$ Distancia desde el eje delantero al centro de gravedad de la masa no suspendida

Datos iniciales:

$$m_{nsd} = 27.53 \text{ kg}$$

$$m_{nst} = 33.63 \text{ kg}$$

$$L = 1900 \text{ mm}$$

$$\text{Incógnita} \rightarrow L_2$$

Tomando momentos desde el punto O y simplificando el valor de la gravedad:

$$\sum M_O = -m_{nsd} \cdot L_2 + m_{nst} \cdot (L - L_2) = 0$$

$$L_2 \cdot (m_{nsd} + m_{nst}) = m_{nst} \cdot L$$

$$L_2 = \frac{m_{nst} \cdot L}{(m_{nsd} + m_{nst})} = \frac{33'63 \text{ kg} \cdot 1900 \text{ mm}}{(27'53 + 33'63) \text{ mm}} = 1045 \text{ mm}$$

Y haciendo una media ponderada de las distancias desde eje delantero a los centros de gravedad de las masas suspendida y no suspendida se obtiene la posición longitudinal del centro de masas del vehículo.

$$CMLT = \frac{M_S \cdot L_1 + M_{ns} \cdot L_2}{M_{TOTAL}} = \frac{348'9 \cdot 1040 + 61'16 \cdot 1045}{410'06} = 1041 \text{ mm}$$

La altura del centro de gravedad también se estima con ayuda del conjunto modelado, suponiendo las alturas de los centros de gravedad del piloto, la carrocería, y los componentes auxiliares.

Finalmente, la posición del centro de gravedad del vehículo es la siguiente:

- **En el eje transversal:** centrado
- **En el eje longitudinal:** a 1041 mm del eje delantero
- **En altura:** a 320 mm del firme

3.4.1. Parametrización del modelo dinámico inicial en Carsim

Antes de analizar el comportamiento del coche, deberemos aportar al programa los datos específicos de nuestro vehículo. Aquí puede verse la pantalla principal del programa desde la que podemos acceder a diferentes modelos prediseñados.

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross

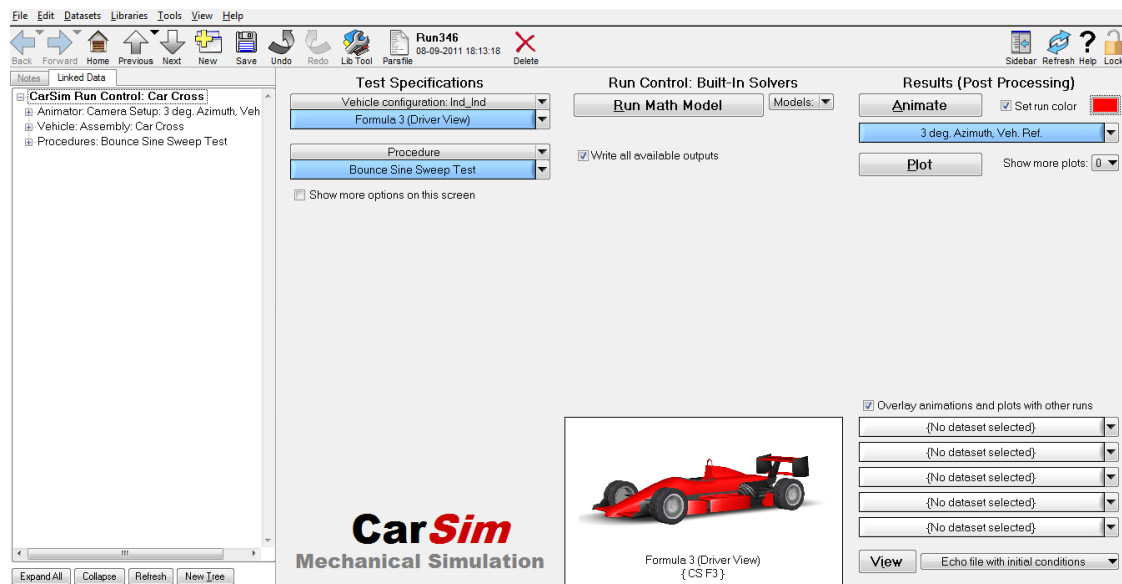


Figura 88. Pantalla principal CarSim

De entre los modelos disponibles en el programa vamos a elegir el de un Fórmula 3, por ser conceptualmente el más similar al Car cross. Se creará una copia de la base de datos del F3 que llamaremos “Car Cross”, y sobre ella se irán modificando los datos. El modelo final, por tanto, tendrá las características del Car Cross pero la apariencia de un F3.



Figura 89. Copia de base de datos del Fórmula 3 y cambio de nombre a Car Cross

La siguiente imagen muestra las opciones de configuración del modelo dinámico. Permite modificar todos los parámetros divididos en varios grupos:

- **Vehicle Body:** Definición de la geometría del vehículo, masas y disposición de las mismas, etc.
- **Animator Data:** Especifica la apariencia estética del vehículo en las animaciones. Sobre este apartado no se trabajará por ser irrelevante para la dinámica del modelo y por tanto para la finalidad del proyecto.
- **Systems:** Engloba la transmisión, el sistema de frenado y el de dirección.
- **Front:** Permite definir el tipo de suspensión y las ruedas del tren delantero.
- **Rear:** Permite definir el tipo de suspensión y las ruedas del tren trasero.

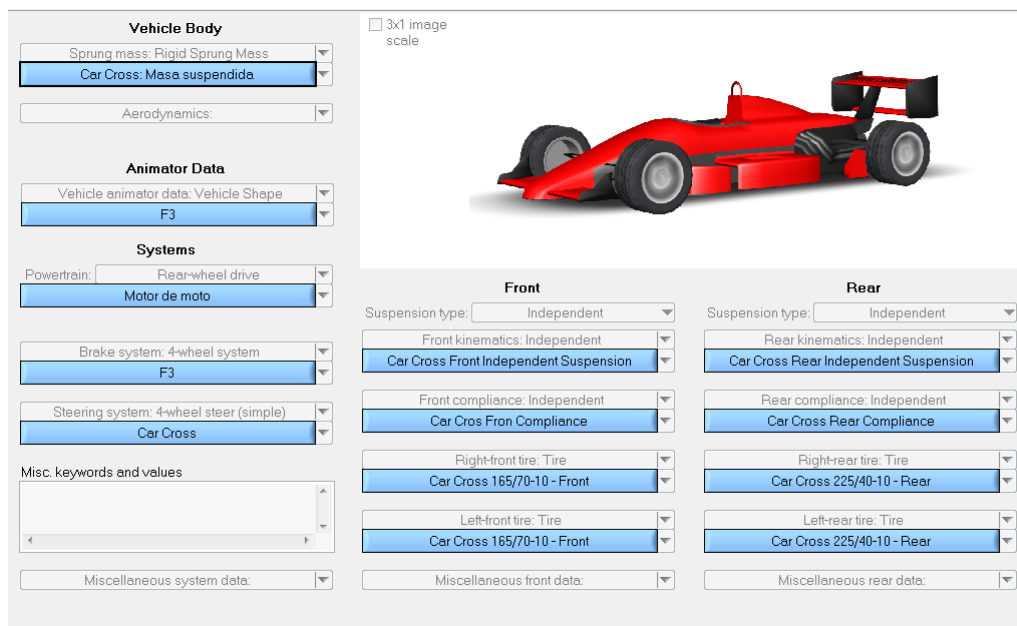


Figura 90. Configuración del modelo dinámico

“Vehicle Body”: Definición de la masa suspendida y de la aerodinámica del Car Cross

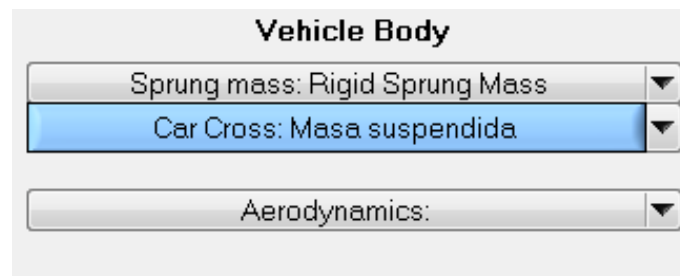


Figura 91. Vehicle Body

La figura siguiente muestra la ventana de la masa suspendida en la que se han modificado los datos para introducir los del Car Cross. Para obtenerlos se utilizó el modelo creado en Solid Edge, del que puede obtenerse tanto la geometría, como los momentos inercia y el valor y posición del centro de masas.

La aerodinámica es importante para un Fórmula 3 pero no así para nuestro modelo de Car Cross ya que las velocidades que se alcanzan no son tan elevadas y resultaría demasiado trabajoso el diseño para los escasos beneficios que proporcionaría.

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross

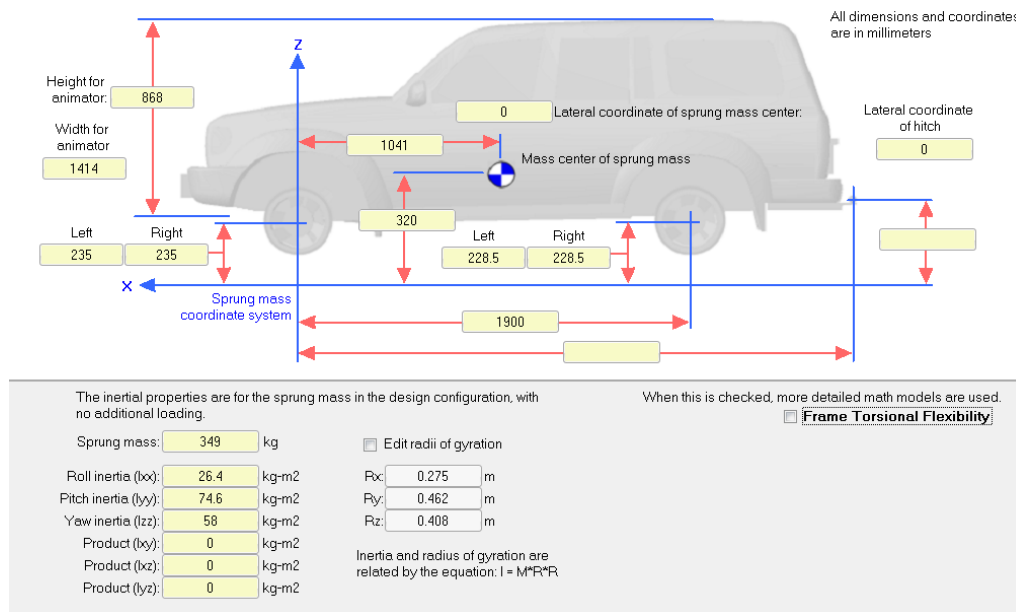


Figura 92. Vehicle Body, Masa Suspendida

“Systems”: Características de la transmisión, sistema de frenado y sistema de dirección

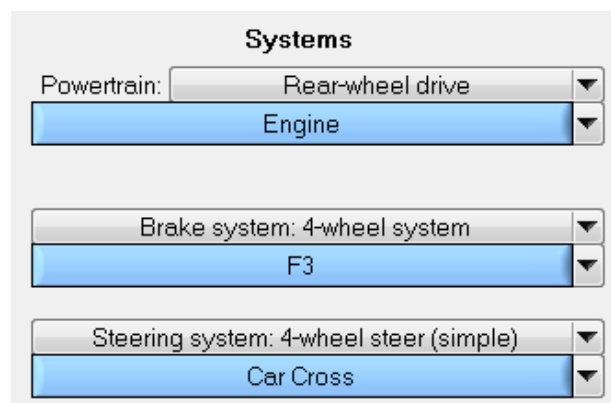


Figura 93. Systems

El motor elegido para el Car Cross es uno de los modelos prediseñados en el programa, de tracción trasera y 75 kW. La normativa de la RFEDA no permite el uso de diferenciales para esta categoría por lo que para el modelo dinámico se usará un diferencial bloqueado.

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross

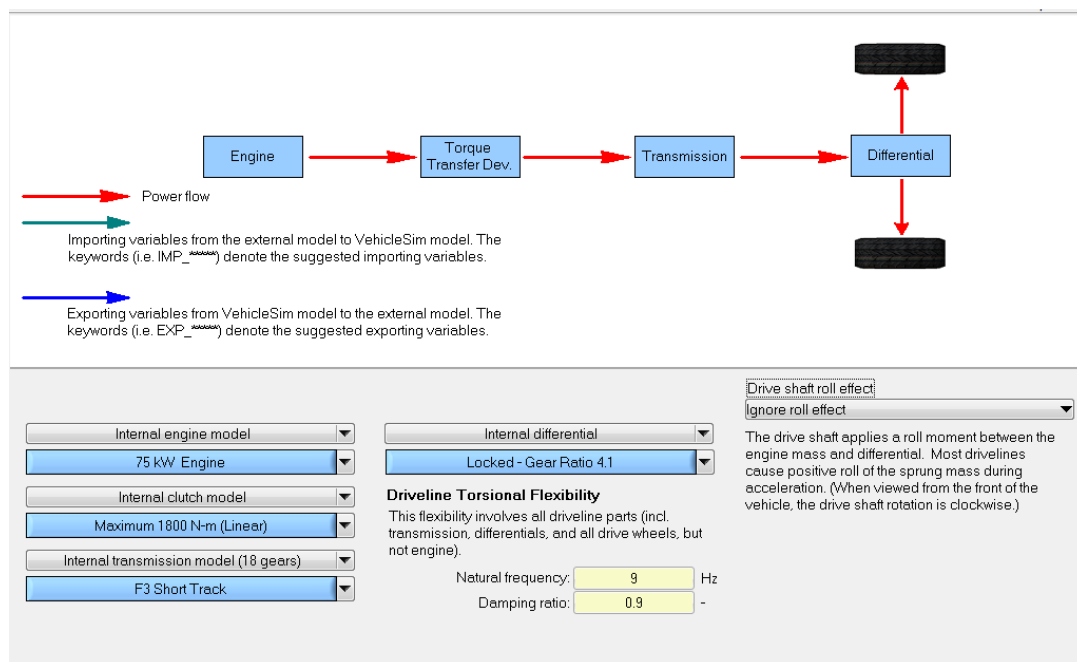


Figura 94. Powertrain. Motor y transmisión

El sistema de frenado se mantiene igual que en el Fórmula 3 ya que el Car Cross es mucho más ligero y el único error que podría haber al mantenerlo sería que los frenos estuvieran sobredimensionados, cosa que no afectaría a los resultados que se van a analizar.

En la pantalla de dirección se definen la distancia de la línea de pivote en la mangueta respecto del centro de la rueda y los ángulos de salida y avance en las suspensiones delantera y trasera.

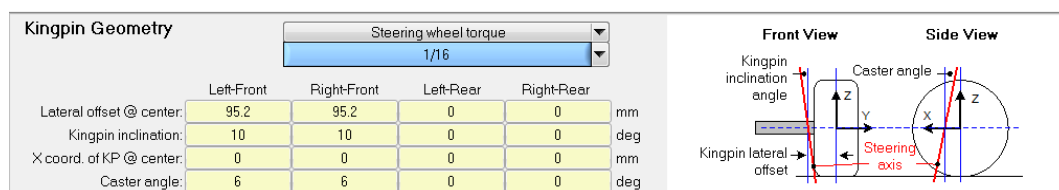
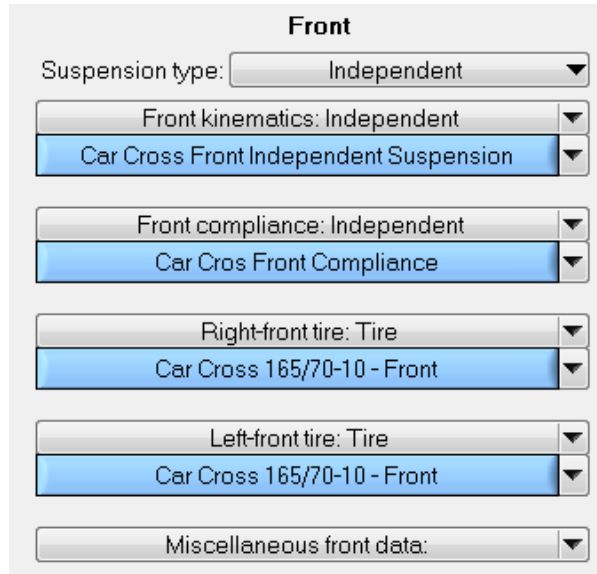


Figura 95. Steering System

“Front”: Definición del tren delantero



Front

Suspension type: Independent

Front kinematics: Independent

Car Cross Front Independent Suspension

Front compliance: Independent

Car Cross Front Compliance

Right-front tire: Tire

Car Cross 165/70-10 - Front

Left-front tire: Tire

Car Cross 165/70-10 - Front

Miscellaneous front data: Tire

Figura 96. Front

Esta parte está dividida en varias secciones que se combinan para describir el movimiento de las ruedas con la compresión o extensión de las suspensiones, los coeficientes del muelle y del amortiguador y el tipo de ruedas.

El primer paso es elegir el tipo de suspensión, que en el caso del Car Cross es independiente. Seguidamente, en la pestaña “Front Kinematics” se define la cinemática de las suspensiones delanteras.

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross



Mass and Inertia

Unsprung mass (both sides): 27.53 kg
 Fraction steered (0-1): 0.65 -

Spin inertia for each side:
 Left: 0.214 kg-m² Right: 0.214 kg-m²

1435
 Wheel centers
 Dimensions are in millimeters

Sprung mass origin

☐ Set wheel center height here

Lateral coordinate of suspension center: 0 mm

Note:
 No roll center location is specified because the location and movement of the roll center are implied by the kinematic data.

Static Alignment Settings

	Left	Right	deg
Camber:	-1	-1	
Toe:	0.15	0.15	

Kinematics Based on Jounce

Specify jounce at design load: Left Right mm

Wheel Dive Movement Due to Jounce

Left wheel dive (caster change): Dive table	Right wheel dive (caster change): Dive table
Front SLA - Dive Angle	No Caster Change
Left wheel X: Longitudinal Movement	Right wheel X: Longitudinal Movement
No movement (R = 0)	No movement (R = 0)

Wheel Roll Movement Due to Jounce

Left wheel camber: Camber	Right wheel camber: Camber
Car Cross Front Camber Change	Car Cross Front Camber Change
Left wheel lateral (+Y): Lateral Movement	Right wheel lateral (+Y): Lateral Movement
Car Cross Front lateral position	Car Cross Front lateral position

Toe (Steer) Due to Jounce

Left wheel toe: Toe	Right wheel toe: Toe
No Toe	No Toe

Figura 97. Front kinematics

Una vez más recurriendo al modelado en Solid Edge se obtienen los valores de la masa no suspendida, la fracción de dicha masa que pivota con la rueda al girar la dirección, la inercia de los componentes que giran sobre el eje de la rueda y la distancia entre centros de rueda. Valores que deben reflejarse en los cuadros de la imagen siguiente:

Mass and Inertia

Unsprung mass (both sides): 27.53 kg
 Fraction steered (0-1): 0.65 -

Spin inertia for each side:
 Left: 0.214 kg-m² Right: 0.214 kg-m²

1435
 Wheel centers
 Dimensions are in millimeters

Sprung mass origin

Figura 98. Masa e inercia del tren delantero

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross



En las siguientes casillas pueden modificarse el ángulo de caída y el de convergencia. Inicialmente el ángulo de caída será de 0° y el de convergencia $15'$.

Static Alignment Settings			
	Left	Right	
Camber:	0	0	deg
Toe:	0.15	0.15	deg

Figura 99. Caída y Convergencia

En el apartado “Wheel Dive Movement Due to Jounce” podríamos definir la variación del ángulo de avance o el desplazamiento longitudinal de la rueda debido al de la suspensión. En este modelo ninguno de los dos parámetros varía por lo que se definen como estáticos.

Wheel Dive Movement Due to Jounce	
Left wheel dive (caster change): Dive table	Right wheel dive (caster change): Dive table
No Caster Change	No Caster Change
Left wheel X: Longitudinal Movement	Right wheel X: Longitudinal Movement
No movement (R = 0)	No movement (R = 0)

Figura 100. Front wheel dive movement due to jounce

Desde las pestañas que aparecen en “Wheel Roll Movement Due to Jounce” accedemos a dos ventanas más. La primera se refiere a la variación de la caída y la segunda a la variación del ancho de vía.

Wheel Roll Movement Due to Jounce	
Left wheel camber: Camber	Right wheel camber: Camber
Car Cross Front Camber Change	Car Cross Front Camber Change
Left wheel lateral (-Y): Lateral Movement	Right wheel lateral (+Y): Lateral Movement
Car Cross Front lateral position	Car Cross Front lateral position

Figura 101. Front wheel roll movement due to jounce

Para medir ambos movimientos y poder tabularlos se utilizaron el boceto y la tabla que anteriormente sirvieron para diseñar la geometría de los brazos de suspensión. En la figura que aparece a continuación el gráfico representa la variación de la caída en función del desplazamiento vertical del centro de la rueda.

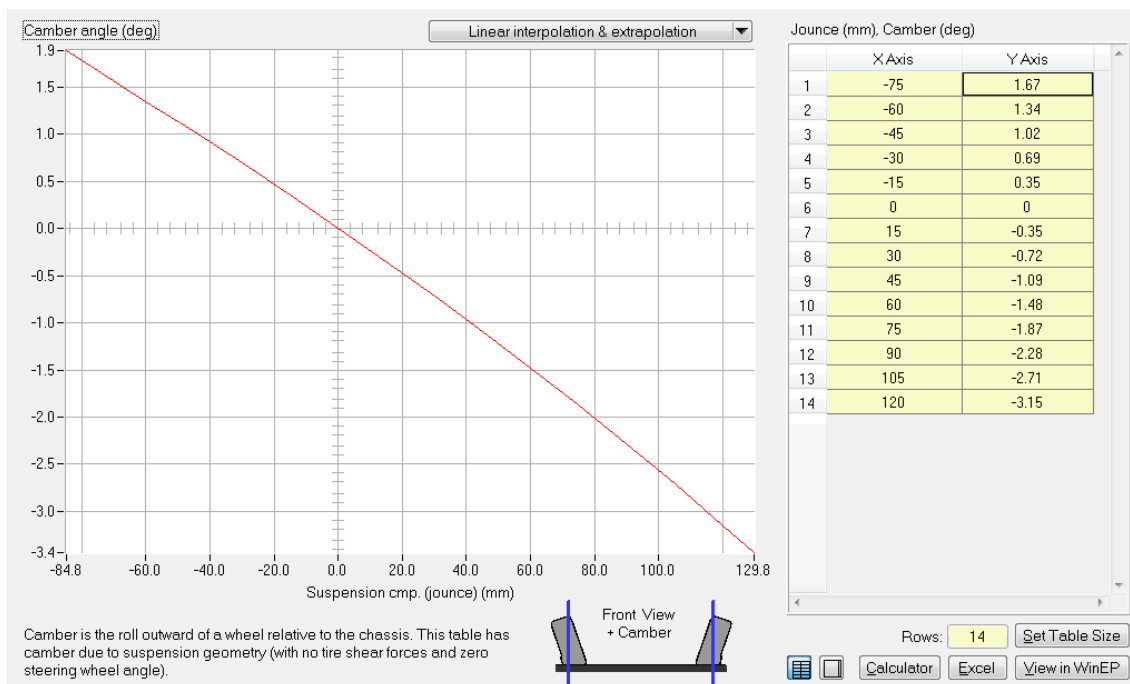


Figura 102. Front camber angle vs Jounce

Es necesario comprender que los valores de la tabla representan la variación de la caída respecto a la que haya en la posición estática. Es por eso que en valor 0 del eje Y (Jounce), el valor del eje X (variación de la caída) es 0.

Para definir la variación del ancho de vía el programa tabula los datos de cada rueda por separado, por lo que los valores que deben introducirse son los de la distancia del centro de la rueda al centro del chasis en función de la altura del centro de la rueda.

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross

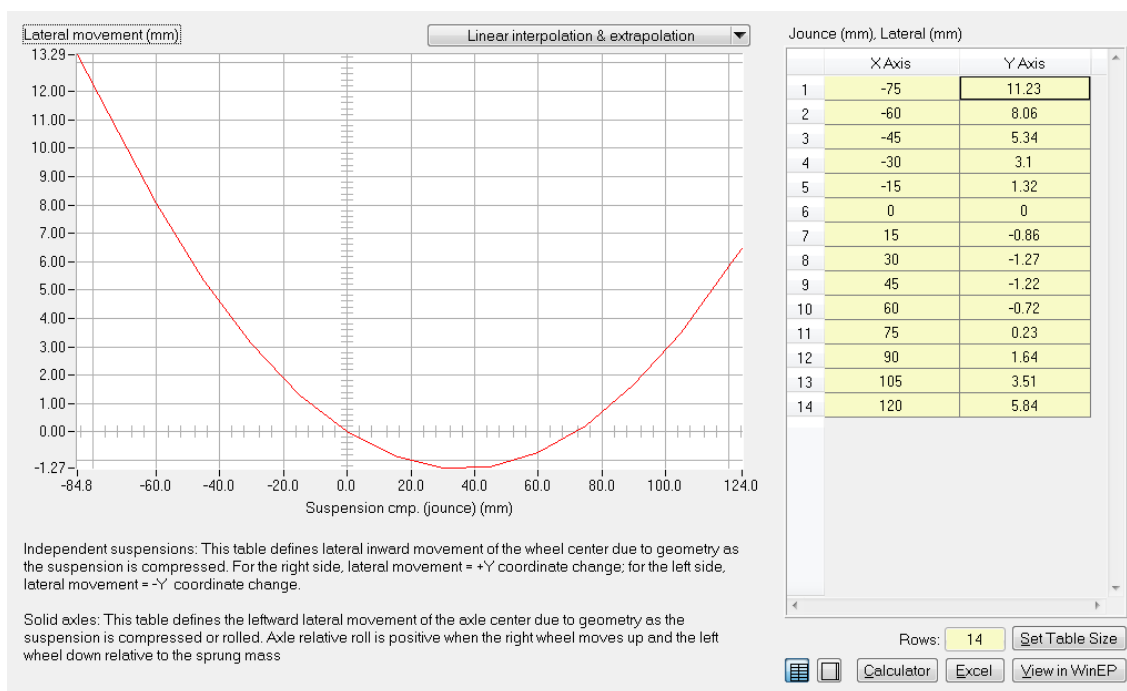


Figura 103. Front lateral movement vs Jounce

Una vez definida la cinemática de la suspensión, en la ventana “Front Compliance” se describen las características de los muelles y amortiguadores.

Springs

Internal springs only

Left: Spring Alone
14 N/mm

Right: Spring Alone
14 N/mm

Upper spring seat height adjustment: Left Right mm

Shock Absorbers (Dampers)

Left shock absorber: Shock absorber
Small Car Damping

Right shock absorber: Shock absorber
Small Car Damping

Jounce / Rebound Stops

Left jounce / rebound stops:
Car Cross +107 mm / -71 mm

Right jounce / rebound stops:
Car Cross +107 mm / -71 mm

Mechanical ratios: component compression / suspension jounce

	Left	Right
Springs	0.54	0.54
Dampers	0.54	0.54
Jounce stops	0.9	0.9
Rebound stops	0.9	0.9

Auxiliary Roll Moment

Roll moment: Aux. Roll Moment
No Auxiliary Roll Moment

Auxiliary roll damping: N-m sec/deg

Compliance Coefficients

	Left	Right	
Toe vs Fx			deg/N
Steer vs Fy			deg/N
Steer vs Mz			deg/(N-m)
Camber vs Fx			deg/N
Inclination vs Fy			deg/N
Inclination vs Mz			deg/(N-m)

Longitudinal displacement vs Fx: mm/N

Lateral displacement vs Fy: mm/N

Front End View + Camber

Top View + Toe

When measuring suspension compliance effects, measurements should be made with identical Fx inputs on the left and right wheels (parallel). Measurements are typically made with Fy and Mz on the two sides opposed.

For the right-side wheel, toe = steer and camber = inclination. For the left side, toe = -steer and camber = -inclination.

Figura 104. Front compliance

Para el modelo de Car Cross puede modificarse la constante elástica de los muelles y el propio programa estima una histéresis de los mismos.

En los amortiguadores supondremos que el coeficiente de amortiguamiento es constante. Aunque esto no se cumpla en la realidad, es una aproximación razonable para estudiar el comportamiento de las suspensiones.

En el apartado “Jounce / Rebound Stops” se delimita el recorrido máximo de las ruedas debido al movimiento de las suspensiones.

Jounce / Rebound Stops	
Left jounce / rebound stops:	Right jounce / rebound stops:
Car Cross +107 mm / -71 mm	Car Cross +107 mm / -71 mm

Figura 105. Front jounce / rebound stops

Para terminar con el tren delantero restan por definir las dimensiones de las ruedas. Para ello se debe acceder a la última ventana de este apartado y modificarlo.

Vertical Force	Animator Settings
<input type="checkbox"/> Use tire force table	Tire width: 152 mm
Effective rolling radius: 230 mm	<input checked="" type="checkbox"/> Use custom animator description
Unloaded (free) radius: 235 mm	The unloaded radius is also used to scale the animated wheel.
Spring rate: 220 N/mm	Animator: Shape Group
Maximum allowed force: 100000 N	Front Tire
	Animator: Sound Set
	Tire Sounds

Model Option	Rolling Resistance Moment Parameters	Shear Forces and Moments	Dynamic Properties
Internal Tire Model	Rr_c: 0.004 Rr_v: 0.000025 h/km <input checked="" type="checkbox"/> Include rolling resistance due to Fx	Longitudinal force: Tire: Fx Racing Tire - Front Fx Lateral force: Tire: Fy Racing Tire - Front Fy Aligning moment: Tire: Mz Racing Tire - Front Mz Camber thrust Racing Tire - Front Camber Thrust	Tire and wheel spin moment of inertia (added to the spin inertia of the unsprung mass): 0 kg-m ² Tire Lag Tire force or moment Distance rolled L for Fx: 55 mm L for Fy and Mz: 565 mm Cut-off speed: 1 km/h

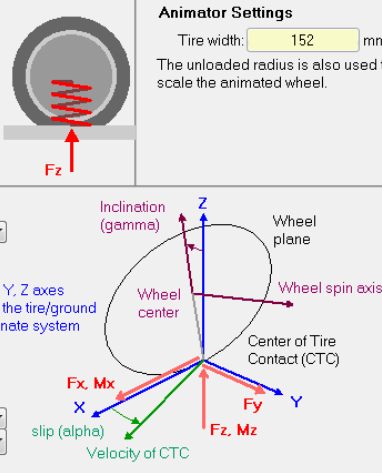


Figura 106. Front tire

El programa incorpora varios modelos para simular el comportamiento de los neumáticos, para este proyecto se utiliza el mismo que aplicaba por defecto el modelo dinámico de Fórmula 3.

En este modelo se supone que el neumático actúa como un muelle que se comprime o extiende según la rueda soporte más o menos fuerza. Los parámetros que deben introducirse son el radio cuando la rueda está cargada (distancia del centro de la rueda al suelo en condiciones de carga), el radio de la rueda descargada, la rigidez del muelle del que se hablaba anteriormente y la anchura de la banda de rodadura.

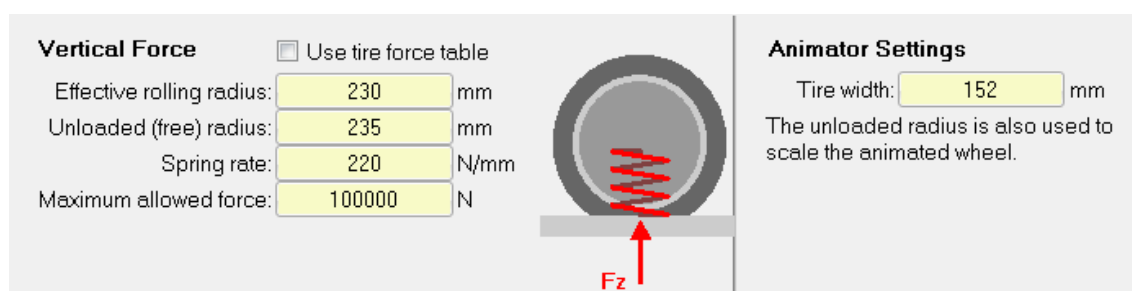


Figura 107. Parámetros del modelo de neumático delantero

“Rear”: Definición del tren trasero

Las ventanas y opciones para diseñar el tren trasero son iguales a las del delantero. De esta parte del proyecto se ocupó un compañero por lo que aquí se resumen las diferencias más sustanciales entre ambos trenes.

La masa no suspendida, la inercia y el ancho de vía varían respecto al tren delantero debido a que la geometría de las piezas que lo componen es diferente. No hay ángulo de avance ni desplazamiento longitudinal de las ruedas al moverse la suspensión.

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross



Figura 108. Rear kinematics

La variación de la caída y del ancho de vía sí que diferirán respecto al tren delantero debido a la geometría de suspensión escogida. En el tren delantero es de doble trapezio mientras que en el trasero es un brazo simple unido rígidamente a la mangueta.

En las dos figuras siguientes aparecen los gráficos que representan la variación de la caída y de la posición lateral de la rueda respecto al desplazamiento vertical del centro de la rueda.

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross

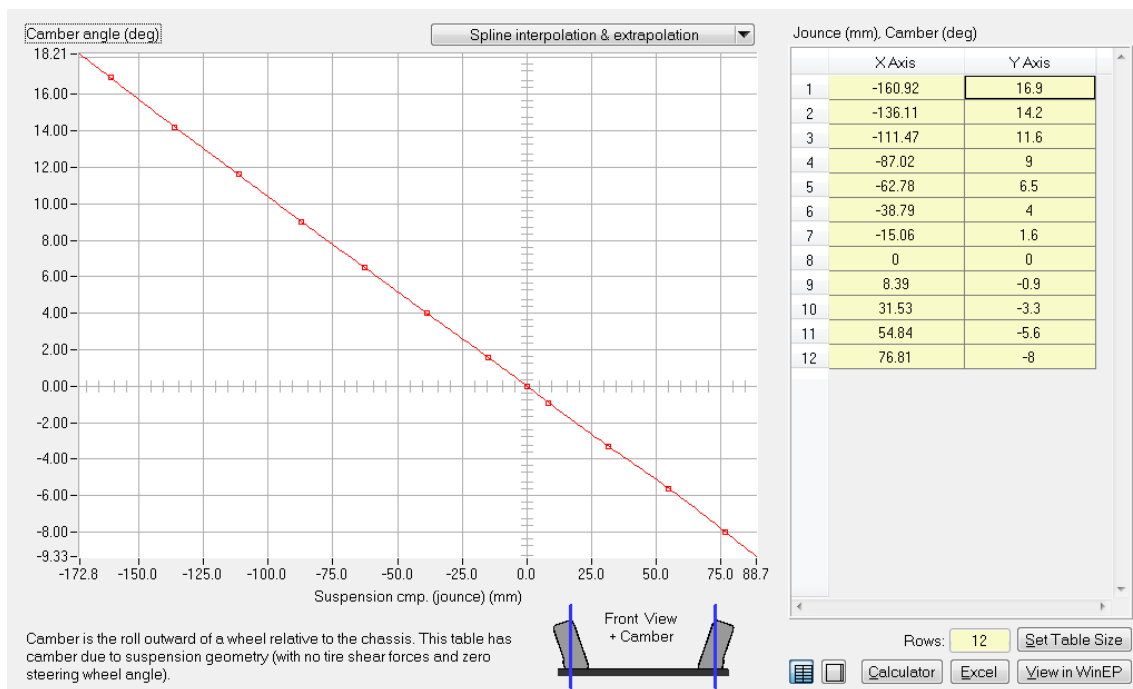


Figura 109. Rear camber angle vs jounce

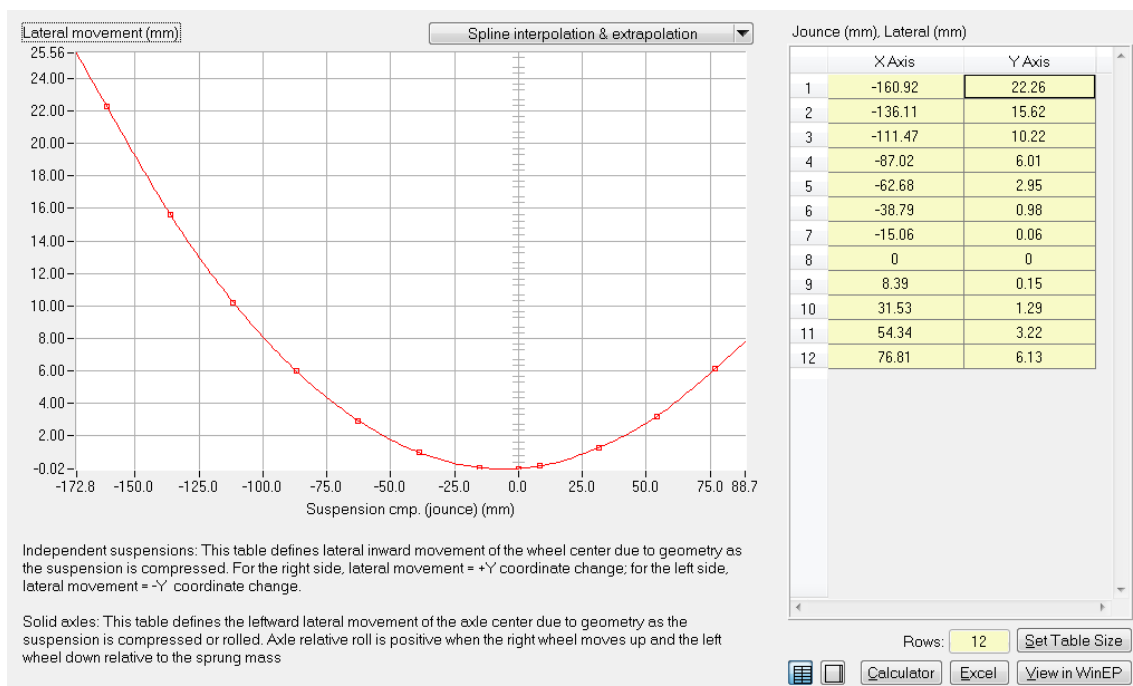


Figura 110. Rear lateral movement vs jounce

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross



De la pantalla “Rear Compliance” varían el coeficiente del amortiguador, la constante del muelle, los límites del recorrido de la suspensión y la relación de desplazamiento entre el amortiguador y la posición vertical de la rueda.

Springs

Internal springs only

Left: Spring Alone
14 N/mm

Right: Spring Alone
14 N/mm

Upper spring seat height adjustment: Left Right mm

Shock Absorbers (Dampers)

Left shock absorber: Shock absorber
30 kN-s/m Damping

Right shock absorber: Shock absorber
30 kN-s/m Damping

Jounce / Rebound Stops

Left jounce / rebound stops:
+70 mm / -50 mm

Right jounce / rebound stops:
+70 mm / -50 mm

Mechanical ratios: component compression / suspension jounce

	Left	Right
Springs	0.64	0.64
Dampers	0.64	0.64
Jounce stops	0.9	0.9
Rebound stops	0.9	0.9

Auxiliary Roll Moment

Roll moment: Aux. Roll Moment
No Auxiliary Roll Moment

Auxiliary roll damping N-m sec/deg

Compliance Coefficients

	Left	Right	
Toe vs Fx:			deg/N
Steer vs Fy:			deg/N
Steer vs Mz:			deg/(N-m)
Camber vs Fx:			deg/N
Inclination vs Fy:			deg/N
Inclination vs Mz:			deg/(N-m)

Longitudinal displacement vs Fx: mm/N

Lateral displacement vs Fy: mm/N

Front End View + Camber

Top View + Toe

When measuring suspension compliance effects, measurements should be made with identical Fx inputs on the left and right wheels (parallel). Measurements are typically made with Fy and Mz on the two sides opposed.

For the right-side wheel, toe = steer and camber = inclination. For the left side, toe = -steer and camber = -inclination.

Figura 111. Rear compliance

Por último, los neumáticos traseros elegidos son de la medida y los parámetros introducidos para modelizarlos aparecen en la figura a continuación.

Vertical Force

☐ Use tire force table

Effective rolling radius: 223 mm

Unloaded (free) radius: 228.5 mm

Spring rate: 220 N/mm

Maximum allowed force: 100000 N

Animator Settings

Tire width: 280 mm

The unloaded radius is also used to scale the animated wheel.

Fz

Figura 112. Parámetros del modelo de neumático trasero

3.4.2. Definición de ensayos

El programa CarSim incluye una serie de ensayos que permiten analizar el comportamiento del modelo dinámico e incluso comparar simultáneamente varios modelos con diferentes configuraciones para determinar cuál proporciona una mejor respuesta.

La forma en que pueden extraerse los resultados de los cálculos del programa es mediante gráficas y vídeos. Además pueden superponerse gráficas de diferentes ensayos o ver en un mismo vídeo el comportamiento de todos los modelos ensayados.

En aras de reducir el problema a una escala abordable, las variaciones del modelo irán encaminadas a optimizar los valores de la rigidez de los resortes y de los coeficientes de amortiguación.

Definición de la adherencia del suelo

En los ensayos pueden parametrizarse las características del firme sobre el que circula el modelo dinámico. En la tabla a continuación se muestran valores orientativos de fricción de diferentes tipos de suelo. El elegido para este proyecto es el correspondiente a tierra dura, 0'65.

Valores de coeficientes de fricción		
Neumáticos-suelo		
Piso	Seco	Húmedo
Asfalto nuevo	0,85	0,6
Asfalto viejo	0,7	0,55
Asfalto resbaladizo	0,5	0,35
Hormigón nuevo	0,85	0,55
Hormigón viejo	0,7	0,55
Empedrado limpio	0,6	0,4
Ripio	0,6	0,65
Tierra dura	0,65	0,7
Tierra suelta	0,5	0,55
Arena sobre pavimento	0,45	0,3
Barro sobre pavimento	0,45	0,3
Barro sobre empedrado	0,4	0,25
Nieve sobre pavimento	0,3	0,2
Hielo cristal	0,15	0,07

Tabla 6. Valores de coeficientes fricción

Trazado y características de los ensayos

Se han diseñado tres ensayos de paso por curva y dos más de paso por resalto:

- Doble cambio de carril
- Slalom
- Pista de tierra

- Paso por resalto
 - Resalto grande
 - Resalto pequeño

En los apartados sucesivos se describe cada uno de los ensayos.

➤ *Doble cambio de carril*

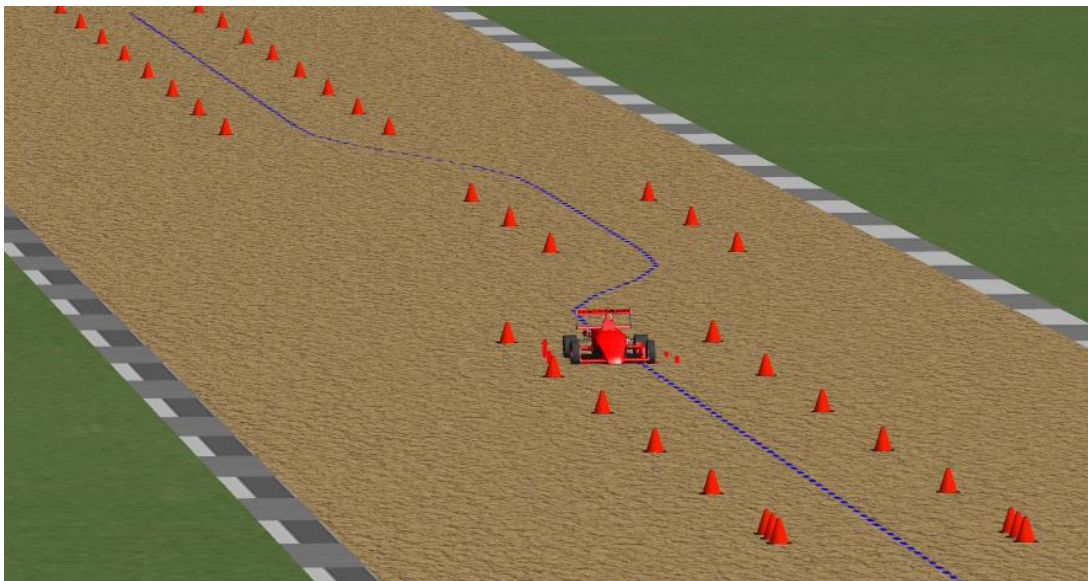


Figura 113. Doble cambio de carril

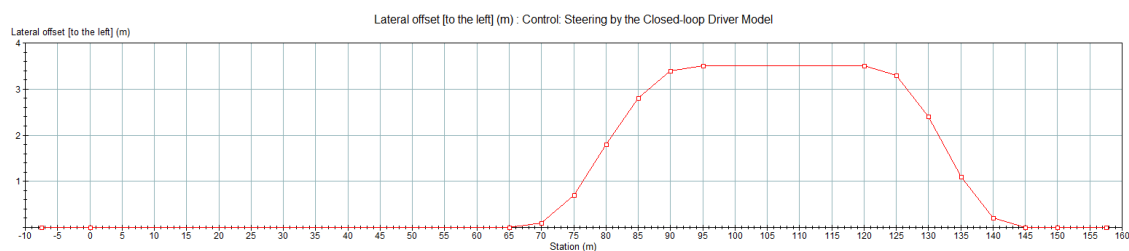


Figura 114. Ensayo 1: Trazado de doble cambio de carril

El vehículo circula en todo momento a velocidad constante. Recorre una recta de 70 m, hace un giro a izquierdas para situarse en el carril paralelo a 3'5 m, recorre un tramo recto de 25 m y hace otro giro a derechas para situarse en el carril inicial, finalizando con un tramo recto de 50 m.

Con este movimiento puede evaluarse la capacidad de la suspensión para reducir las oscilaciones de la carrocería y la rapidez de su respuesta.

➤ *Slalom*

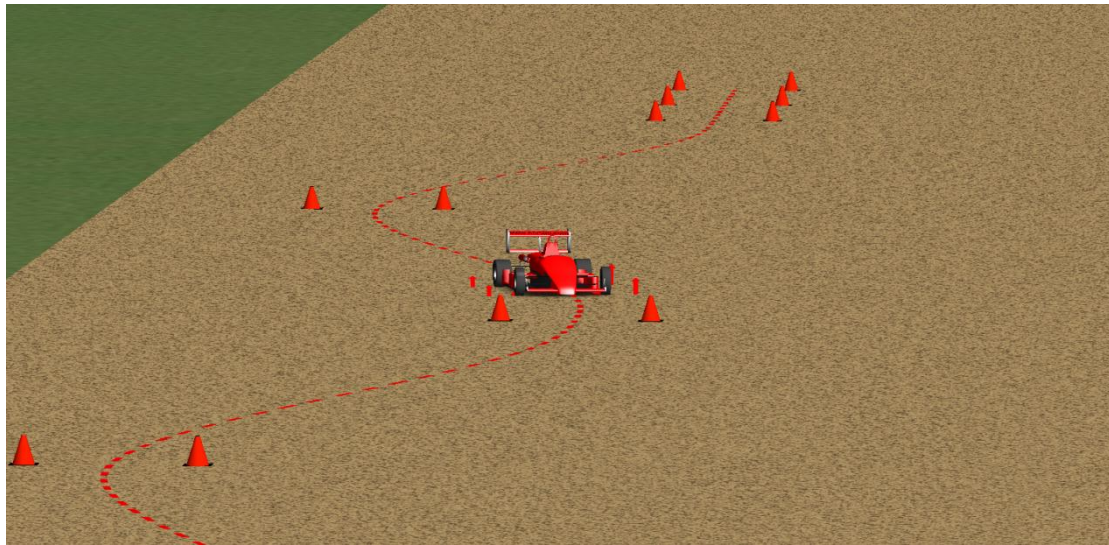


Figura 115. Ensayo 2: Slalom

Esta prueba permite analizar el paso por curvas enlazadas y muy cerradas. Es una buena referencia para estudiar la rapidez de respuesta vehículo frente a situaciones similares. Al igual que en el doble cambio de carril se traza una línea que el vehículo tenderá a seguir en todo momento.

Se realiza a una velocidad constante de 58 km/h siguiendo la trayectoria que aparece en la gráfica siguiente. El vehículo comienza circulando en línea recta 15 m hasta que gira para pasar entre unos conos situados 5 m a la derecha, después vuelve a pasar entre otros dos conos a la altura de la trayectoria inicial y repite estas curvas tres veces para volver a salir por la misma línea por la que entró. En la gráfica siguiente aparece dibujada la trayectoria total que sigue el vehículo durante el ensayo.

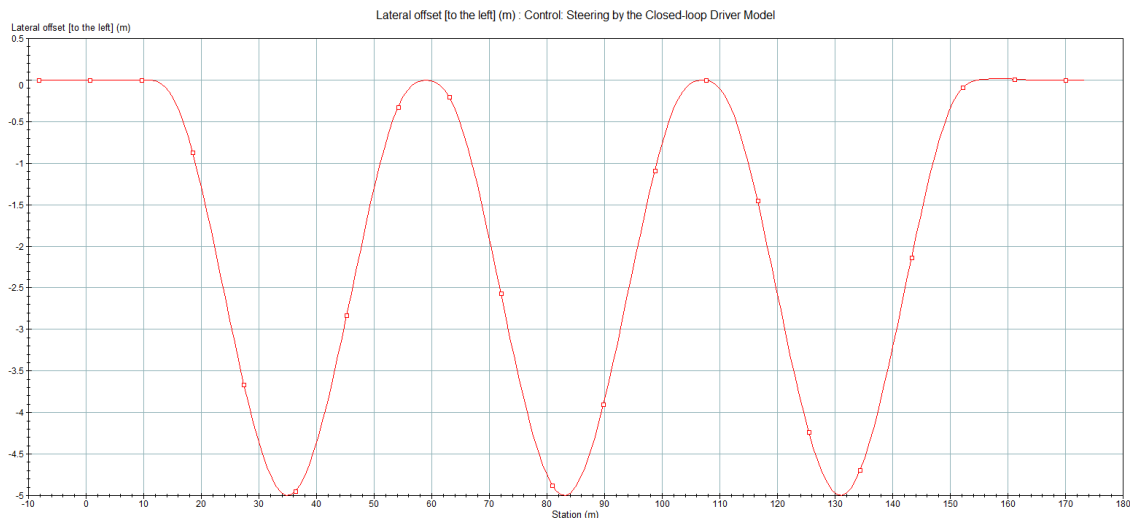


Figura 116. Ensayo 2: Trazado de slalom

➤ Pista de tierra

Como último paso para analizar y comparar el comportamiento de las diferentes configuraciones frente al paso por curva se ha elaborado este ensayo en el que se simula un tramo de pista de tierra con trazado irregular y curvas de diversas formas y dimensiones.

En la imagen siguiente pueden verse las coordenadas del trazado que se ha definido mediante una tabla de valores. Los vértices más alejados lateralmente del centro están a 5 m de distancia. Los vehículos comienzan en el punto -40 del eje horizontal y avanzan hasta el punto 150, 190 metros en línea recta.

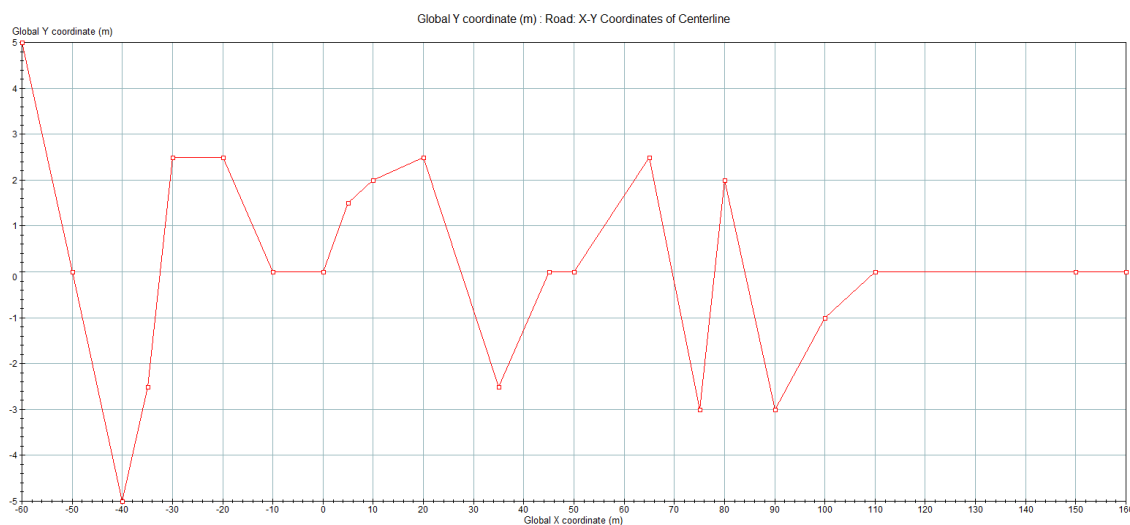


Figura 117. Ensayo 3: Trazado de pista de tierra

El propio programa se encarga de suavizar las curvas y generar el camino más redondeado que recorrerán vehículos durante el ensayo.



Figura 118. Ensayo 3: Pista de tierra

El problema para hacer un ensayo realista sobre tierra en un trazado de estas características es simular el tipo de conducción al que obliga la mecánica de los car cross. Al no llevar diferencial las ruedas traseras giran solidariamente, por lo que en las curvas siempre patinará una de las dos en mayor o menor medida.

Debido a esto puede observarse que en las carreras, los cars, casi siempre derrapan en las curvas. Queda a merced de la experiencia y pericia del piloto el trazar las curvas de la forma más óptima.

Por lo dicho, en la medida de lo posible con las opciones que ofrece CarSim, se ha tratado de simular el pilotaje real de un car cross en competición. Para ello se ha establecido una velocidad referencia de 50 km/h y se ha impuesto que los modelos dinámicos puedan “levantar el pie del acelerador” para variar su velocidad hasta en un 20% y poder adaptarse lo más eficientemente posible al trazado. Además se ha reducido al mínimo el tiempo de respuesta del “piloto” a la hora de girar las ruedas en la dirección del trazado.

Todo ello permite que los vehículos puedan llegar a derrapar y a estabilizarse después para reincorporarse al recorrido como puede apreciarse en la siguiente imagen.



Figura 119. Ensayo 3: Derrape y recuperación de la trayectoria

La velocidad puede parecer demasiado baja pero es la máxima a la que todos los vehículos con las diferentes configuraciones son capaces de recuperarse de los derrapes con el ensayo definido.

➤ *Paso por resalto*

En este ensayo se probará la efectividad de la suspensión para pasar adaptarse a los baches del firme. Para ello se usan dos resaltos de la misma forma pero con alturas diferentes, y se hace circular al vehículo a tres velocidades distintas sobre cada uno de ellos.

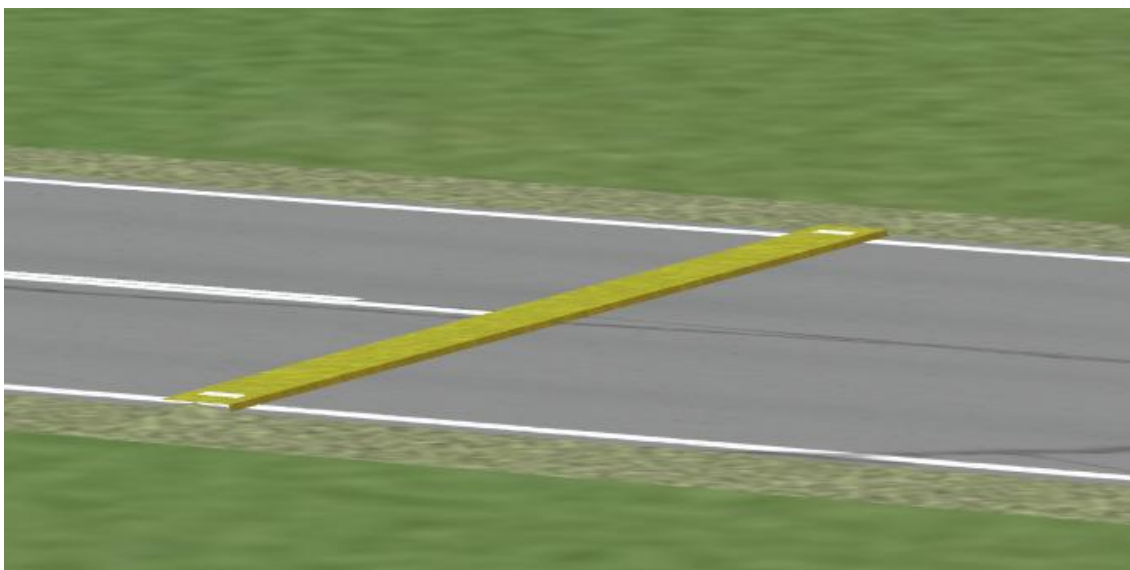


Figura 120. Ensayo 4: Paso por resalto

Los dos resaltos son de perfil rectangular, tienen la misma longitud, 400 mm, y distinta altura. El primero, 35 mm y el segundo el doble, 70 mm.

3.4.3. Ensayos para el tarado de las suspensiones

En primer lugar se hacen una serie de ensayos rápidos para determinar si es más conveniente aumentar o disminuir la dureza de las suspensiones. La conclusión es que disminuyéndola empeora mucho la respuesta de los vehículos frente a las curvas.

Teniendo en cuenta que los valores de rigidez, amortiguamiento y frecuencia natural del modelo inicial se han diseñado aproximándolos a los que usan Car Cross reales, no es conveniente alejarse demasiado de dicha configuración.

Por otro lado tampoco se tiene la posibilidad de contrastar los resultados con ensayos reales y no hay manera de comprobar la fiabilidad de del programa en cuanto al diseño de pistas y de tierra.

Se decide, por tanto, crear tres modelos aumentando en un 10% la rigidez y el amortiguamiento de las suspensiones.

Las características y nomenclatura de los modelos aparece en la siguiente tabla:

		Modelo 0: Configuración inicial	Modelo +10F: +10% Delante	Modelo +10R: +10% Detrás	Modelo +10FR: +10% Ambos
Suspensión delantera	Resortes	18,368	20,2048	18,368	20,2048
	Amortiguadores	0,963	1,0593	0,963	1,0593
Suspensión trasera	Resortes	28,85	28,85	31,735	31,735
	Amortiguadores	1,25	1,25	1,375	1,375

Tabla 7. Configuración de las suspensiones de cada modelo ensayado. Rigideces en (N/mm) y coeficiente de amortiguamiento en (N-s/mm)

Ensayo 1: Doble cambio de carril

Se efectúa la prueba a tres velocidades: una media de 60 km/h, un alta de 120 km/h y la máxima velocidad a la que es capaz de circular el vehículo sin deslizar, 141 km/h.

En las siguientes gráficas puede verse cómo sigue el vehículo la trayectoria marcada a cada una de las velocidades:

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross

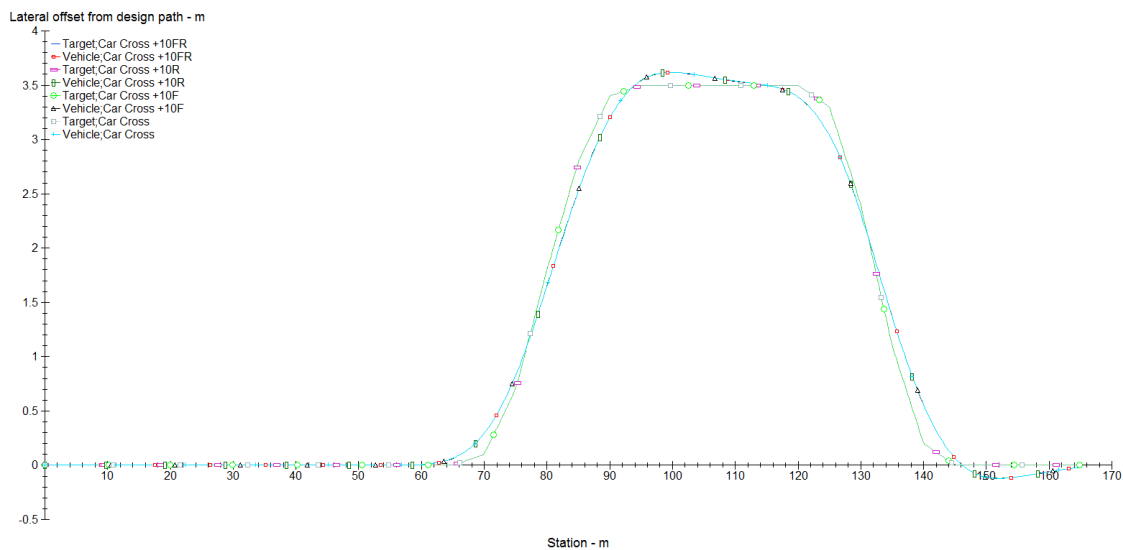


Figura 121. Ensayo 1: Trayectoria a 60 km/h

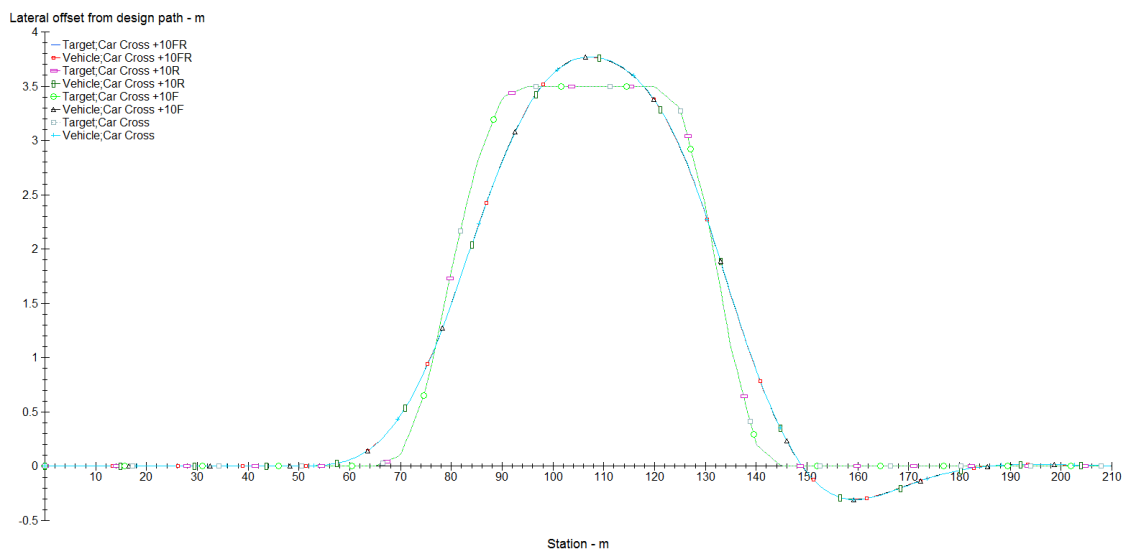


Figura 122. Ensayo 1: Trayectoria a 120 km/h

Puede apreciarse que no hay diferencias sustanciales entre configuraciones y el vehículo sigue sin problemas la trayectoria marcada.

En cuanto a la capacidad para ceñirse a la trayectoria marcada, se nota que esta disminuye conforme aumenta la velocidad, especialmente en la salida de la segunda curva.

Incluso probando a la velocidad límite (141km/h) tampoco se ven diferencias destacables entre configuraciones, salvo una ligera ventaja a la configuración incrementada en un 10% atrás.

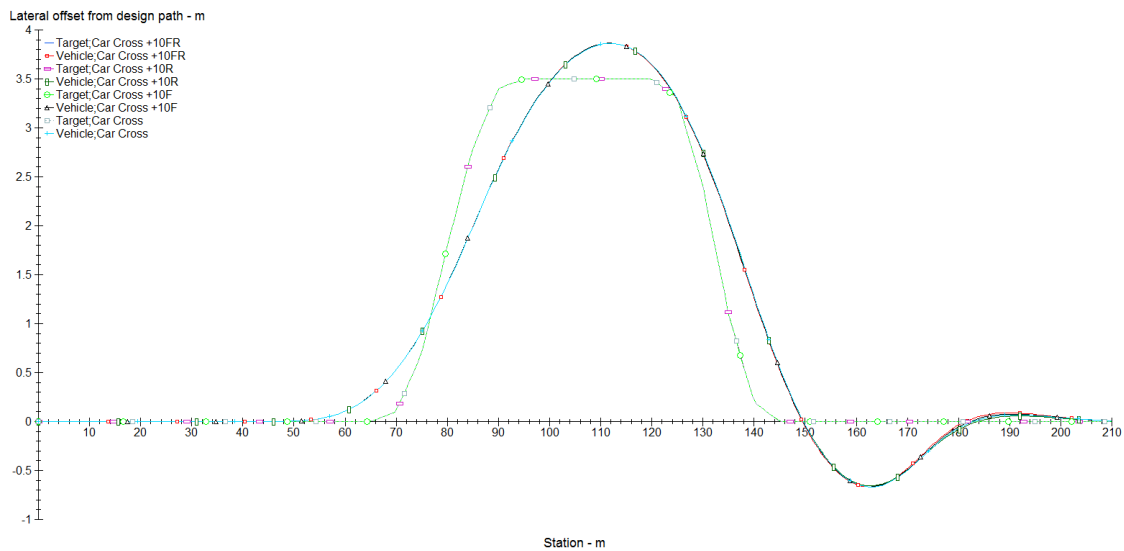


Figura 123. Ensayo 1: Trayectoria a 141 km/h

A 141 km/h sí que se aprecia una gran variación a la hora de seguir la trayectoria respecto a la prueba a 120 km/h. En la salida de la segunda curva llega a desviarse 0'7 m, cuando en la anterior rondaba los 0'3 m.

A continuación se analiza el balanceo que sufre el vehículo durante el ensayo:

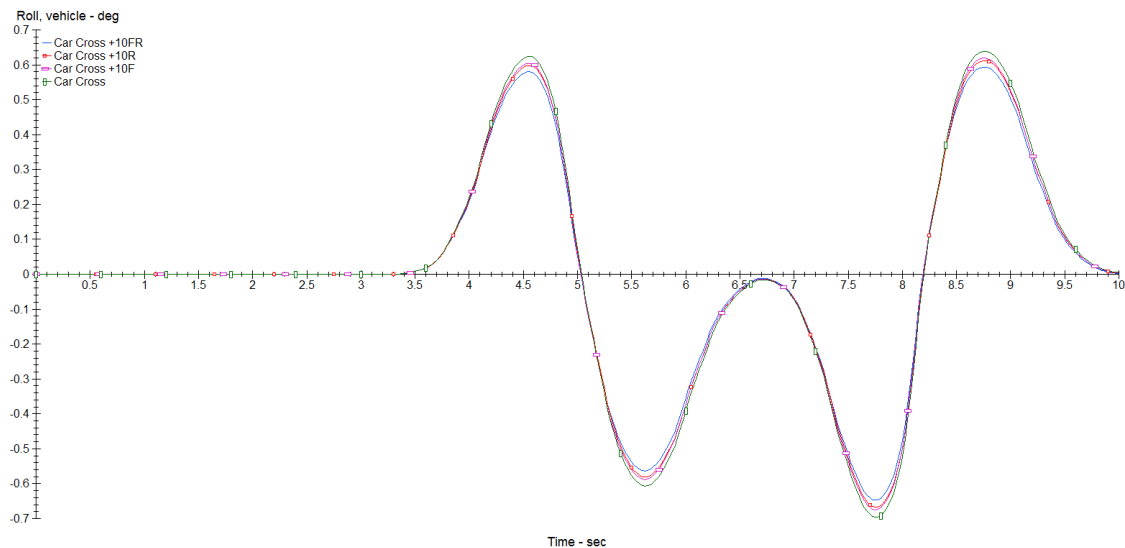


Figura 124. Ensayo 1: Balanceo a 60 km/h

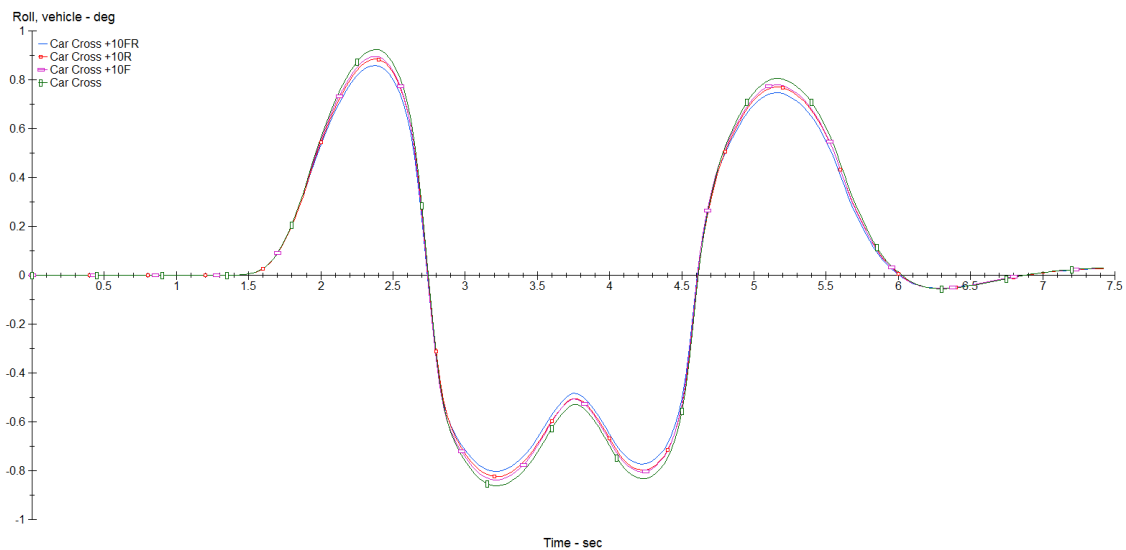


Figura 125. Ensayo 1: Balanceo a 120 km/h

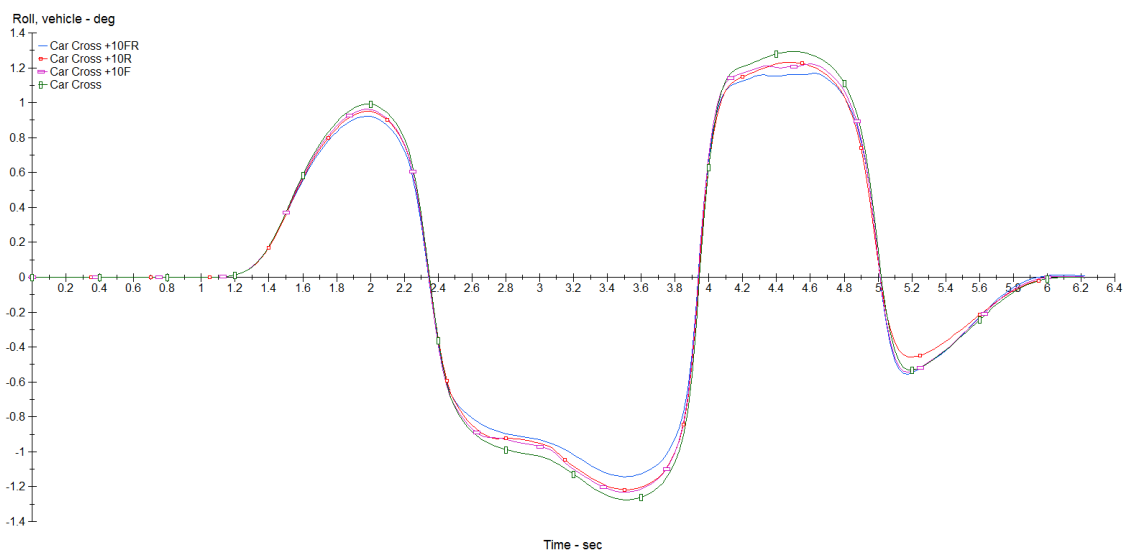


Figura 126. Ensayo 1: Balanceo a 141 km/h

En estas gráficas puede apreciarse cómo influye la velocidad del vehículo en la inclinación de su masa suspendida. A 60 km/h, en el tramo recto entre las dos curvas, la carrocería recupera la posición de reposo; A 120 km/h recupera un tercio y a 141 km/h no es capaz de recuperar la inclinación hasta pasado el segundo cambio de carril.

Como era de esperar, el mejor valor corresponde a la rigidez incrementada en ambos ejes. En las configuraciones con la rigidez aumentada en uno de los ejes se observan comportamientos muy similares, con ligera ventaja para la del eje trasero. Esto último se nota especialmente a la

salida de la segunda curva en el ensayo a 141 km/h, donde obtiene el menor valor de inclinación, incluso mejor que con la configuración con la rigidez aumentada en ambos ejes.

Velocidad (km/h)	Balaneo máximo (°)	Aumento de inclinación (%)	Fuerza g máxima	Aumento fuerza g (%)
60	0,7	0	0,45	0
120	0,9	20	0,6	33
141	1,3	60	0,8	77

Figura 127. Ensayo 1: Fuerzas g y balanceo para cada velocidad

Duplicando la velocidad de 60 km/h a 120 km/h, se produce un incremento del balanceo del 20%. Pero si se sigue incrementando hasta 141 km/h, 21 km/h más, el aumento del balanceo producido es un 40% superior, 60 % respecto del inicial. Esto es debido a que la aceleración lateral que tiene que soportar a 141 km/h aumenta un 44% más, respecto a la inicial de 60 km/h, que a 120 km/h. No obstante, si se tienen en cuenta los valores absolutos se observa que la máxima inclinación es 1,3°, que es un valor más que aceptable.

Seguidamente se muestran los datos de las aceleraciones g sufridas por el vehículo a 60 km/h, y superpuestas las de 120 km/h y 141 km/h:

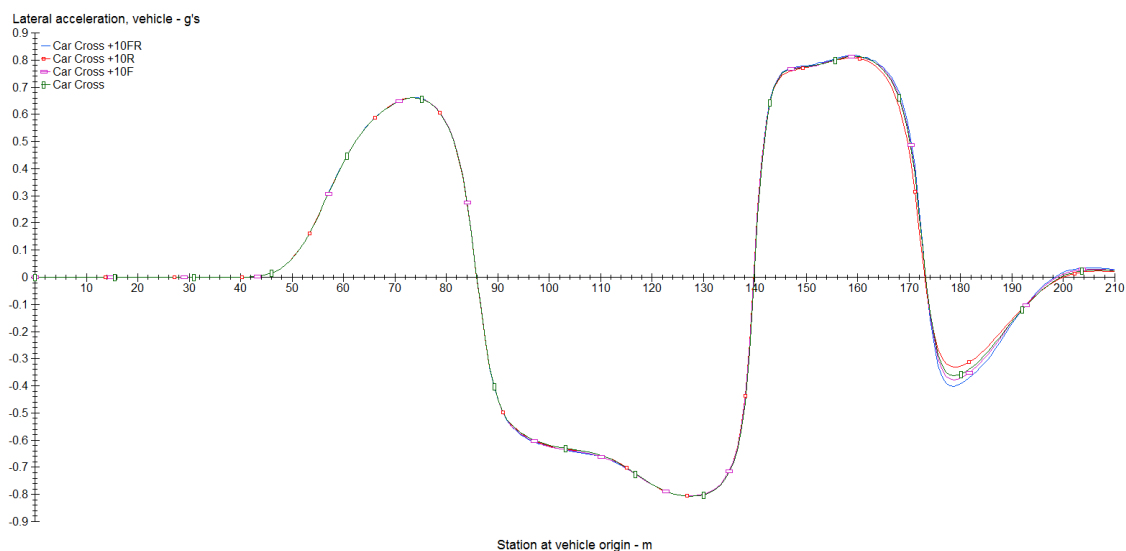


Figura 128. Ensayo 1: Fuerzas g laterales a 60 km/h

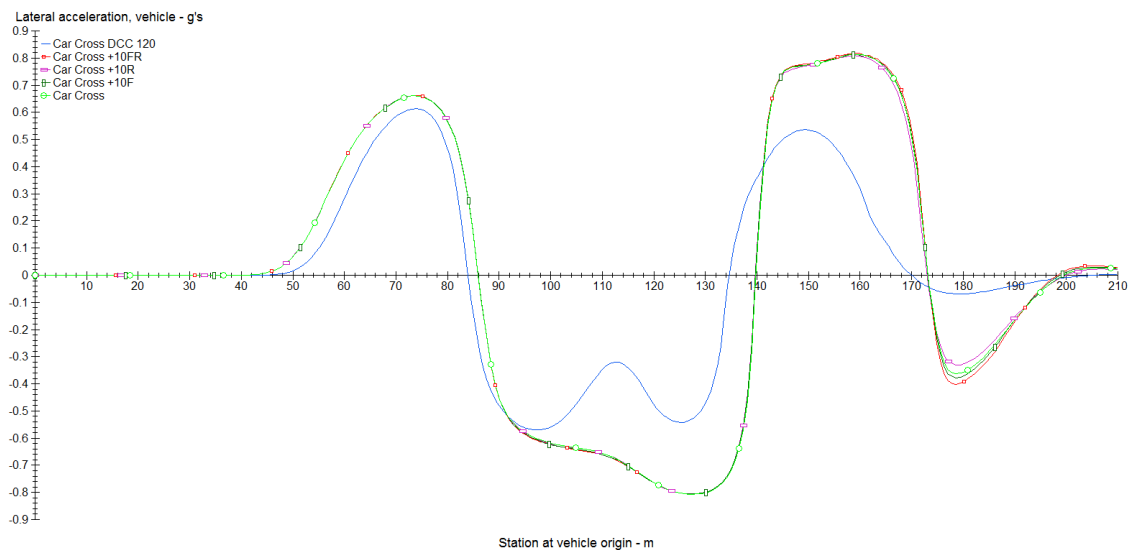


Figura 129. Ensayo 1: Superposición de las fuerzas g laterales a 120 km/h y 141 km/h

Durante la primera curva las fuerzas g son ligeramente superiores a 141km/h, pero a partir de ahí, estas fuerzas se incrementan de forma considerable lo que indica que la suspensión ya está cercana a sus límites antes de empezar a derrapar.

Ensayo 2: Slalom

Para hacerse una idea de las aceleraciones laterales que a las que tiene que enfrentarse el vehículo en esta prueba se grafica la fuerza g lateral a lo largo del recorrido.

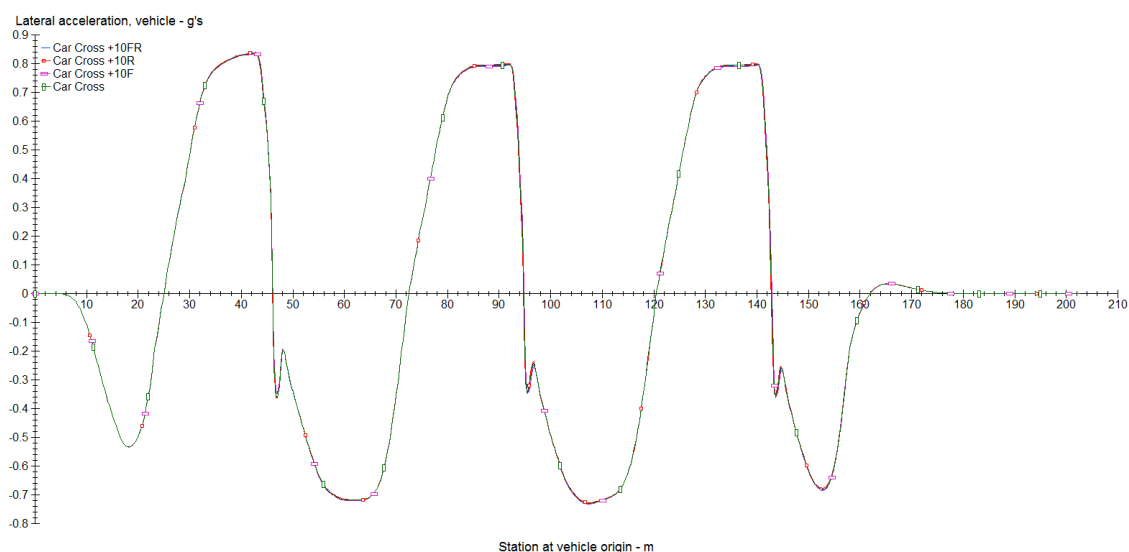


Figura 130. Ensayo 2: Fuerza g lateral

Los valores máximos oscilan los 0'8 g, que es una fuerza considerable. Si se aumenta la velocidad del ensayo esta fuerza se multiplica, superando el rozamiento que las ruedas son capaces de generar en las curvas, y hace derrapar al vehículo. Por ello se limita la velocidad a 58 km/h.

Para estudiar la respuesta de las suspensiones frente a variaciones de la rigidez del muelle y del coeficiente de amortiguamiento se analiza en primer lugar la gráfica que marca la posición lateral del vehículo respecto del trayecto marcado.

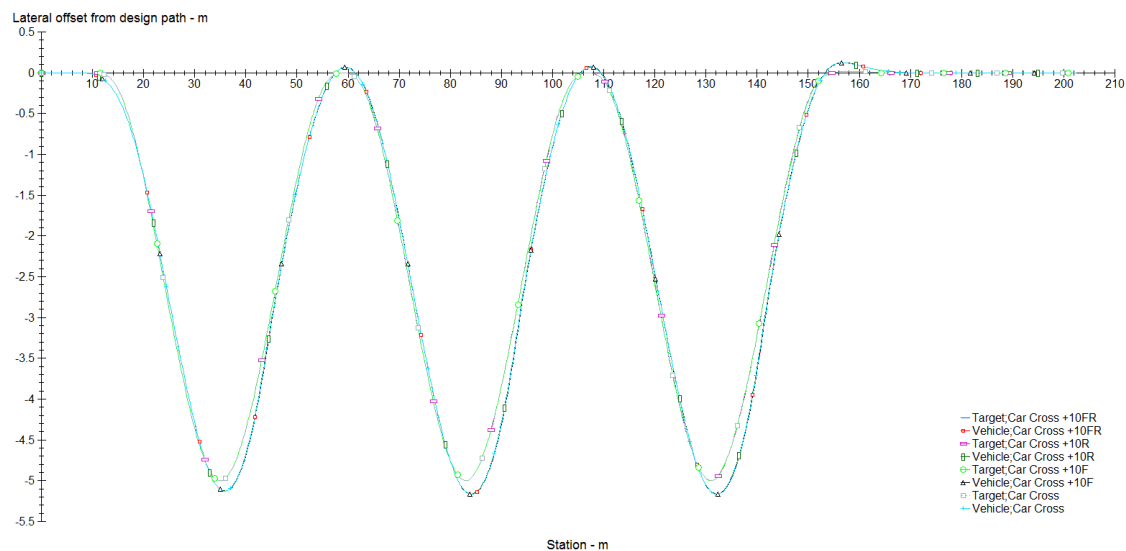


Figura 131. Ensayo 2: Trayectoria

No hay diferencias sustanciales pero si se amplía el tramo en el que más cerradas son las curvas, se observa que la configuración que mejor se adapta a la prueba es en la que sólo se endurecen las suspensiones del tren trasero (+10R).

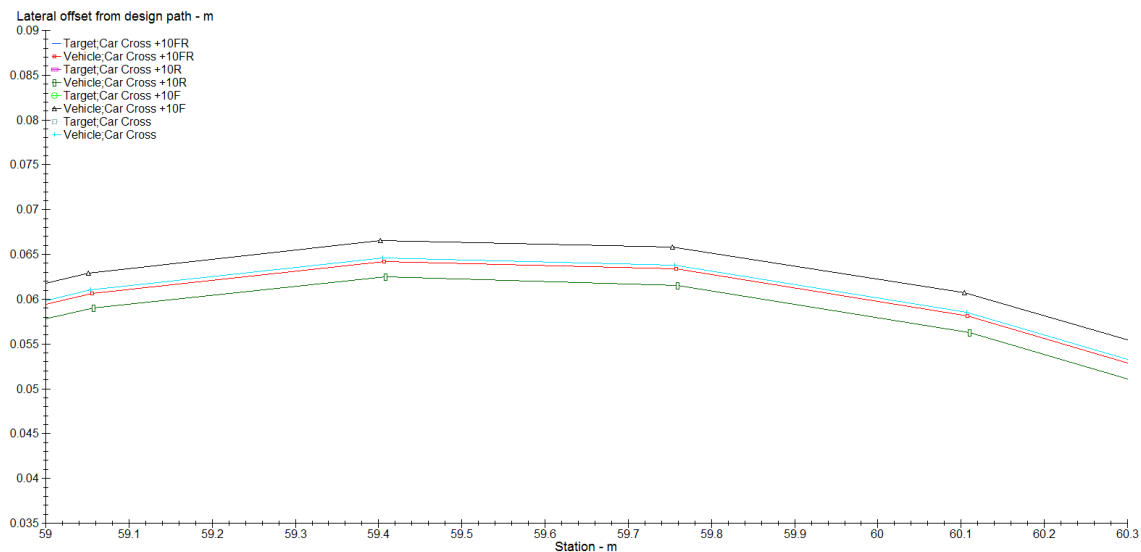


Figura 132. Ensayo 2: Ampliación del trazado en el paso por curva

Otro factor importante es la rotación en torno al eje longitudinal que sufre la carrocería al pasar por estas curvas ya que si fuera excesivo se perdería estabilidad y las suspensiones dejarían de funcionar de forma regular.

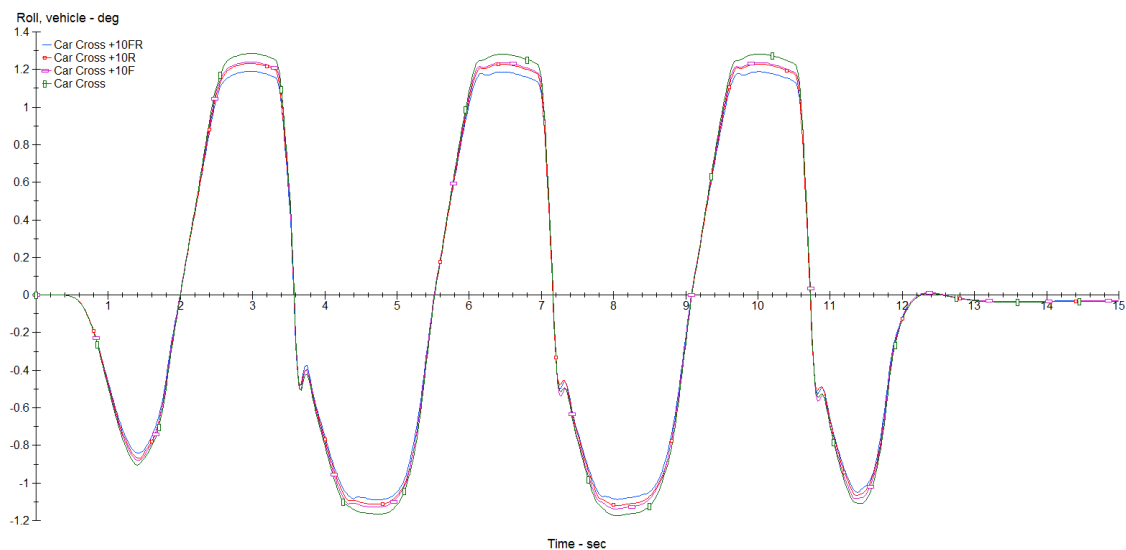


Figura 133. Ensayo 2: Rotación de la masa suspendida

La configuración inicial es la que más rotación sufre durante toda la prueba. Endurecer las suspensiones mejora el resultado en todos los casos, pero la configuración que hace permanecer al vehículo más cerca de la posición inicial es incrementando delante y detrás los valores de rigidez y amortiguamiento (+10FR).

Aún así, el máximo ángulo de rotación con la configuración inicial, la que peor se comporta, no supera los $1'3''$, frente a $1'2''$ de +10FR. Por tanto este no es un factor que deba afectar en gran medida a la hora de decidir cuál da mejor resultado.

A pesar de rotar ligeramente menos la carrocería con el modelo dinámico +10FR, la configuración que más acerca el trazado real del vehículo al marcado en el ensayo es +10R, es decir, aumentando la rigidez y el coeficiente de amortiguamiento únicamente en el tren trasero.

Ensayo 3: Pista de tierra

Resulta interesante para este ensayo analizar la gráfica de aceleraciones laterales, pues ilustra uno de los motivos por los que los vehículos llegan a derrapar. Y es que en las primeras curvas la fuerza asciende hasta cerca de los $1'6\text{ g}$, que es bastante considerable.

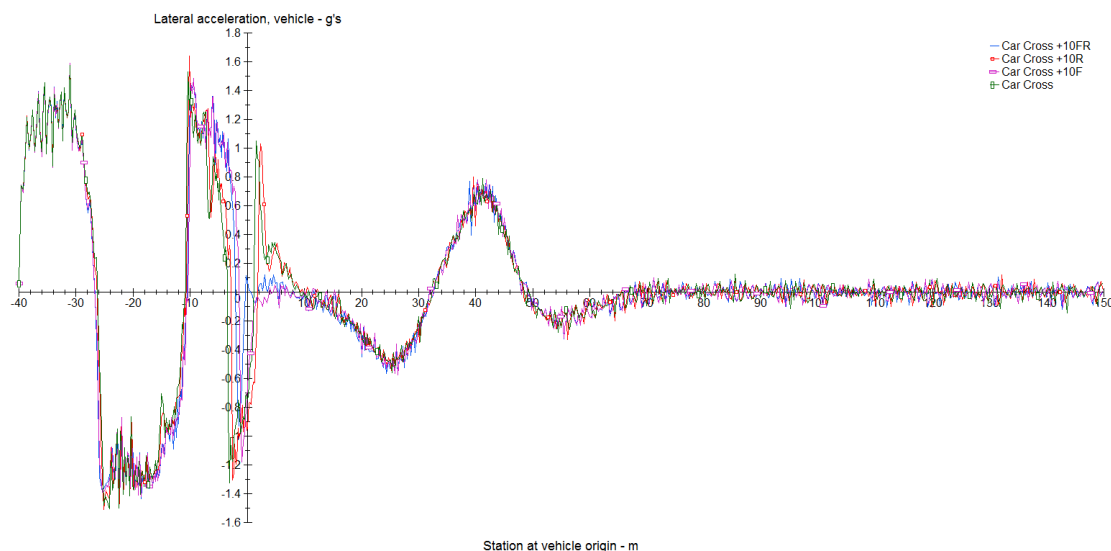


Figura 134. Ensayo 3: Fuerza g lateral

A continuación se analizan el resto de resultados para determinar la mejor configuración. En primer lugar, si se observa el desplazamiento lateral representado en la siguiente gráfica, puede comprobarse cuál de las configuraciones se recupera mejor de los derrapes y es capaz de “cerrarse” más en las curvas.

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross

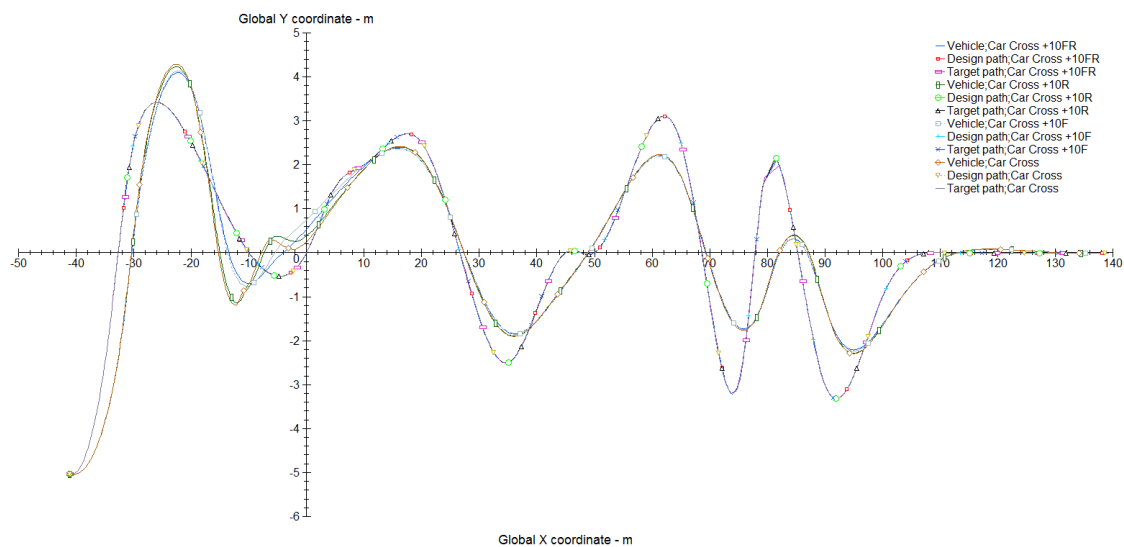


Figura 135. Trayectoria

Si se centra la atención en las dos primeras curvas, entre los puntos -30 y 10 del eje horizontal todos los vehículos derrapan. Sin embargo, se aprecia un mejor comportamiento de la configuración +10FR y muy cercana a ella +10F, ambas estabilizándose en torno al punto -5; significativamente peor resultado dan las de +10R y el modelo inicial que no se estabilizan hasta el punto 0, cinco metros más adelante.

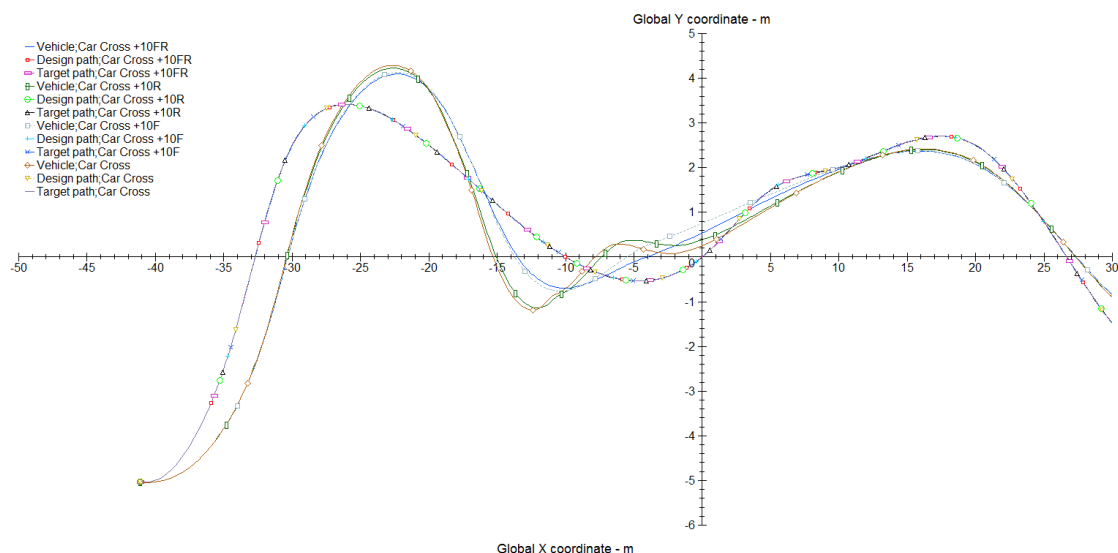


Figura 136. Ampliación de la trayectoria en las dos primeras curvas

Mirando ahora el resto de curvas las conclusiones son diferentes. Mientras que no llegan a derrapar, es la configuración +10F la que consigue mejores resultados y +10FR la que se le

acerca a poca distancia. No varía el que las otras dos siguen siendo peores. Todo esto se aprecia mejor en la última curva a izquierdas antes de la recta final.

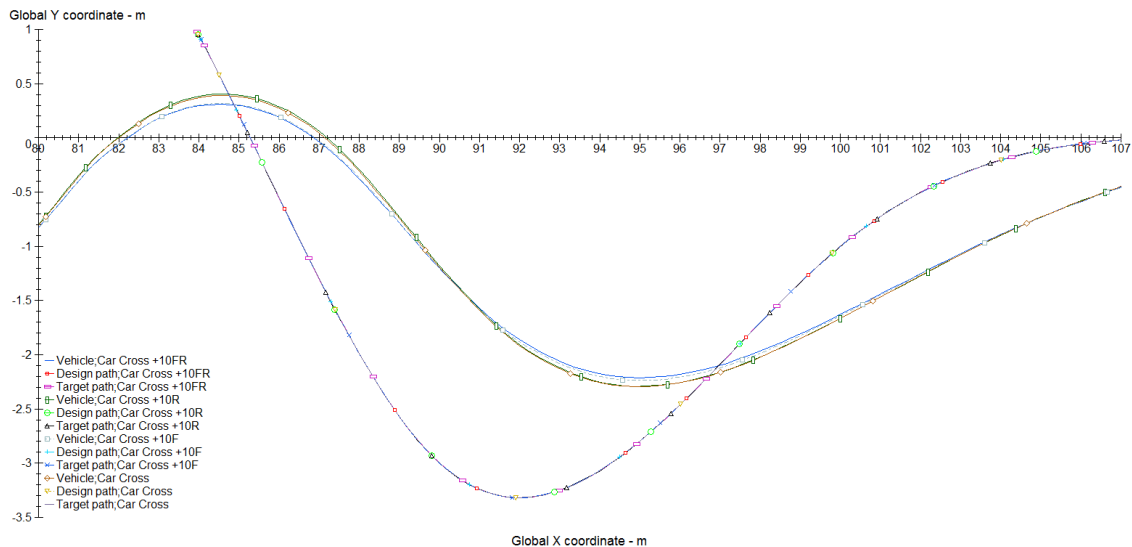


Figura 137. Ampliación de la trayectoria en la última curva

Para decidir cuál de las dos opciones, +10F o +10FR, se escoge como mejor configuración se recurre al gráfico que representa la velocidad longitudinal en cada punto del trayecto.

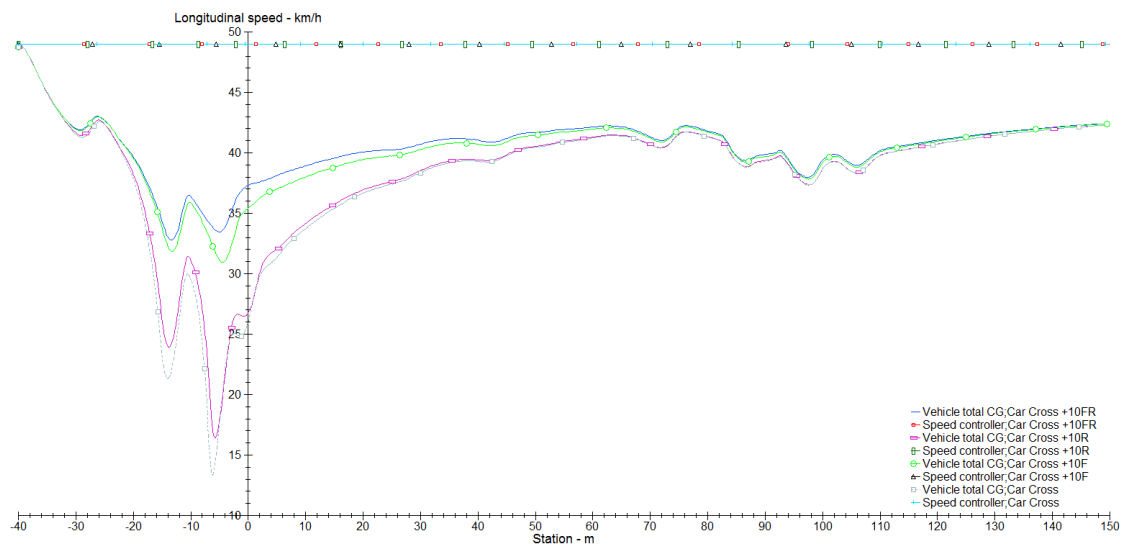


Figura 138. Ensayo 3: Velocidad longitudinal en cada punto del trayecto

Claramente, la configuración que consigue perder menos velocidad en la pista de tierra es +10FR, es decir, endureciendo un 10% ambas suspensiones. Otro dato a favor de esto es que teniendo en cuenta que en las competiciones los car cross derrapan continuamente, parece lógico darle más importancia a la configuración que antes se establezca.

Ensayo 4: Paso por resalto

Las velocidades ensayadas son:

Resalto pequeño		40 km/h	80 km/h	120 km/h
Resalto grande	20 km/h	40 km/h	80 km/h	

Figura 139. Ensayo 4: Velocidades ensayadas para cada resalto

Se establecen así dos velocidades para las que se pueden comparar los comportamientos en ambos resaltos y otros dos ensayos en los que se evalúa la capacidad de la suspensión a baja y alta velocidad.

Uno de los valores medidos es la distancia del centro de la rueda al suelo. Sabiendo que el radio de la rueda delantera 235 mm y la rueda trasera es de 228'5 mm, se calcula el valor de altura en el que la rueda dejaría de mantener contacto con el terreno:

	Rueda delantera	Rueda trasera
Resalto pequeño	270 mm	263'5 mm
Resalto grande	305 mm	298'5 mm

Figura 140. Ensayo 4: Límite de contacto de la rueda con el suelo

Se muestran a continuación las gráficas que representan la altura del centro de la rueda durante la prueba.

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross



- Velocidad de 20 km/h, resalto grande:

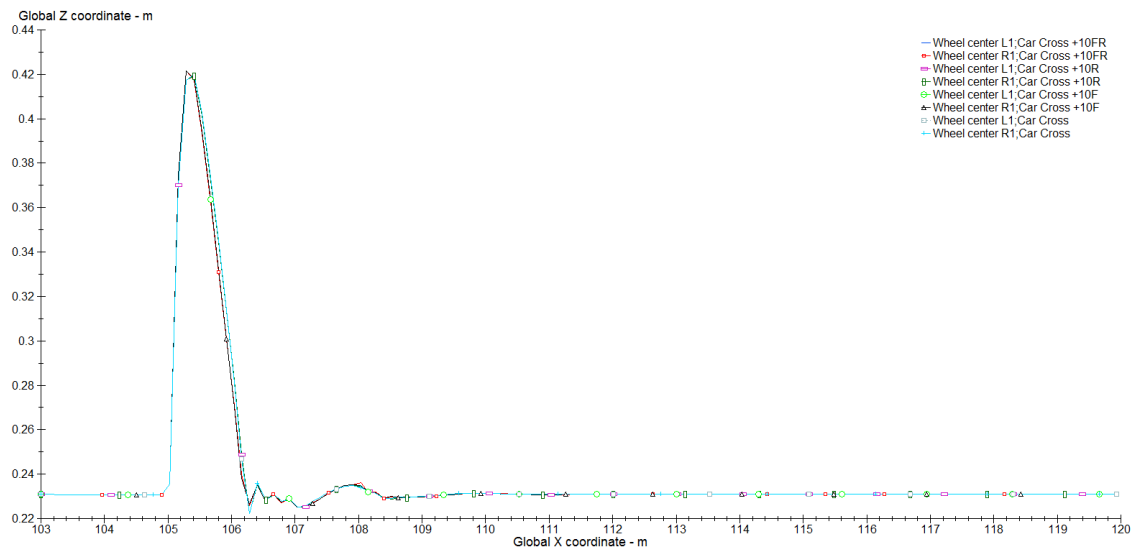


Figura 141. Ensayo 4, resalto grande, 20 km/h: Altura del centro de la rueda delantera

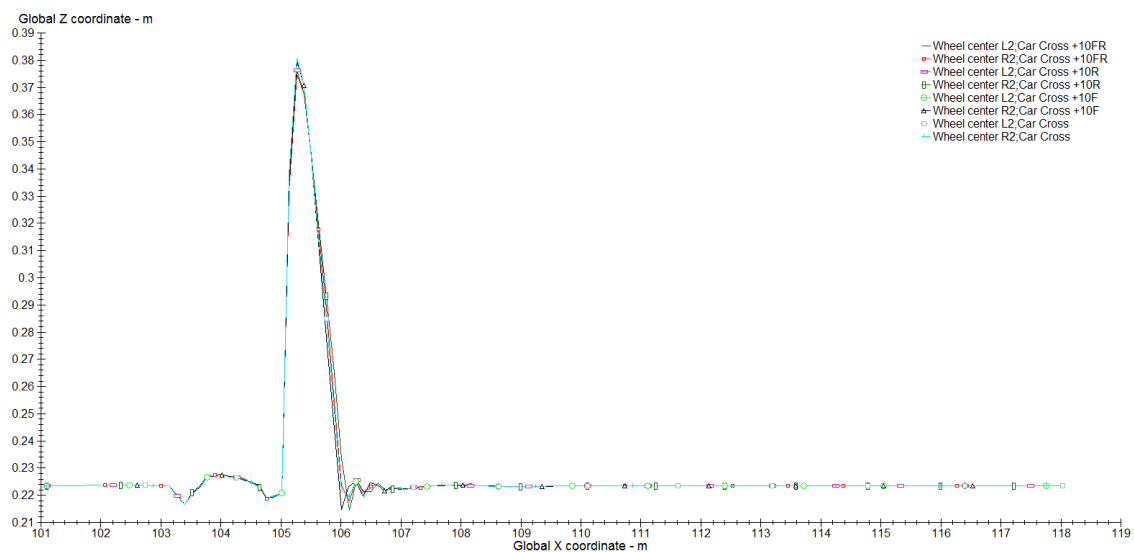


Figura 142. Ensayo 4, resalto grande, 20 km/h: Altura del centro de la rueda trasera

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross



- Velocidad de 40 km/h, resaltos pequeño y grande

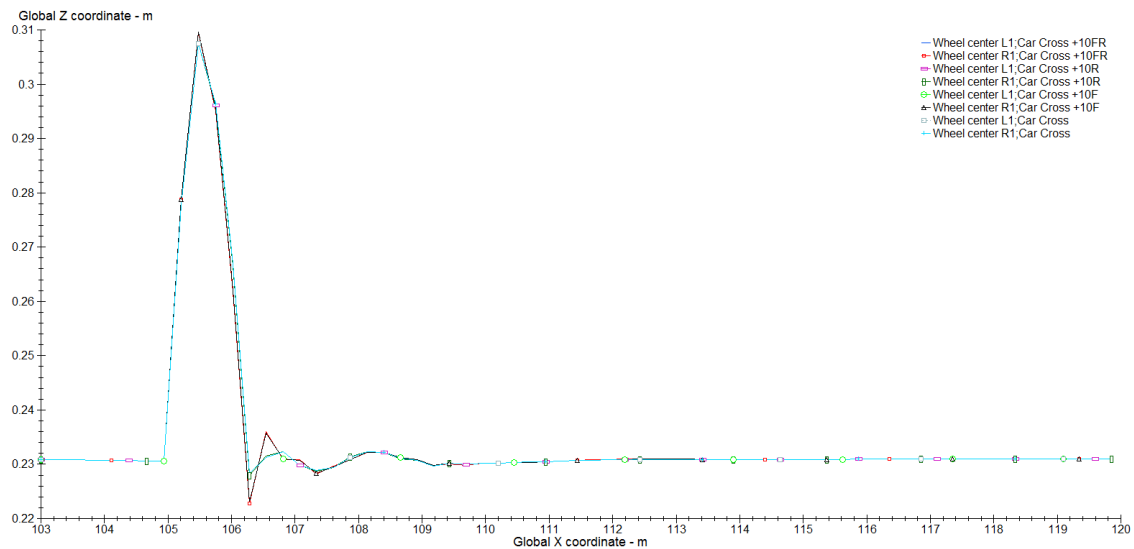


Figura 143. Ensayo 4, resalto pequeño, 40 km/h: Altura del centro de la rueda delantera

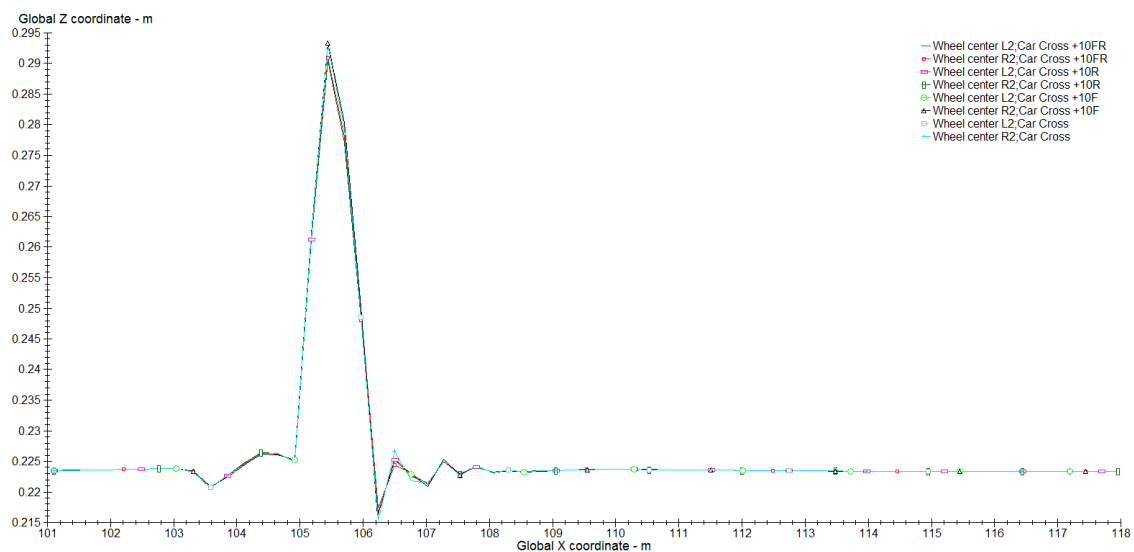


Figura 144. Ensayo 4, resalto pequeño, 40 km/h: Altura del centro de la rueda trasera

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross

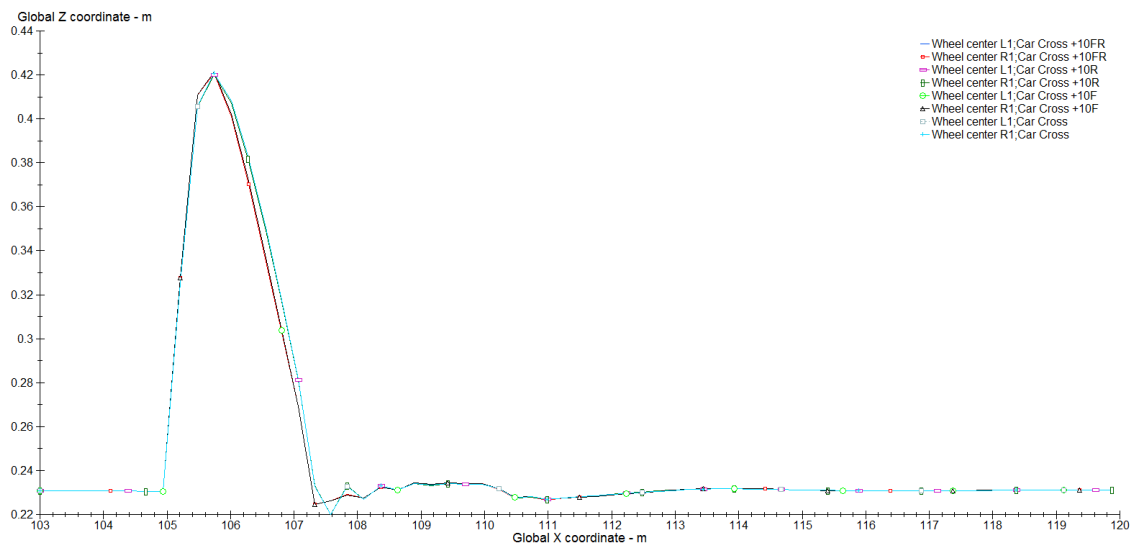


Figura 145. Ensayo 4, resalto grande, 40 km/h: Altura del centro de la rueda delantera

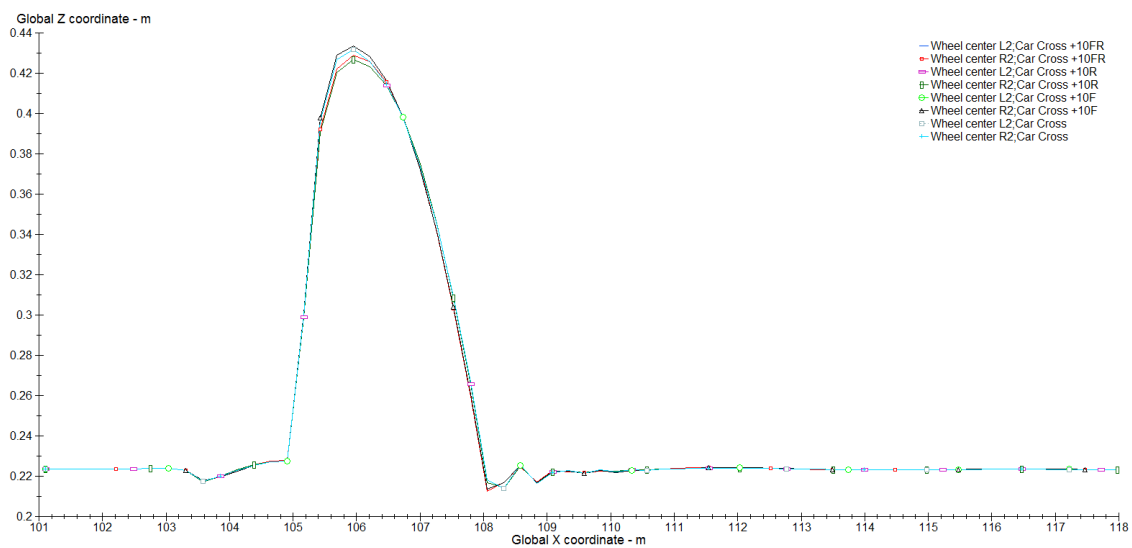


Figura 146. Ensayo 4, resalto grande, 40 km/h: Altura del centro de la rueda trasera

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross



- Velocidad de 80 km/h, resaltos pequeño y grande

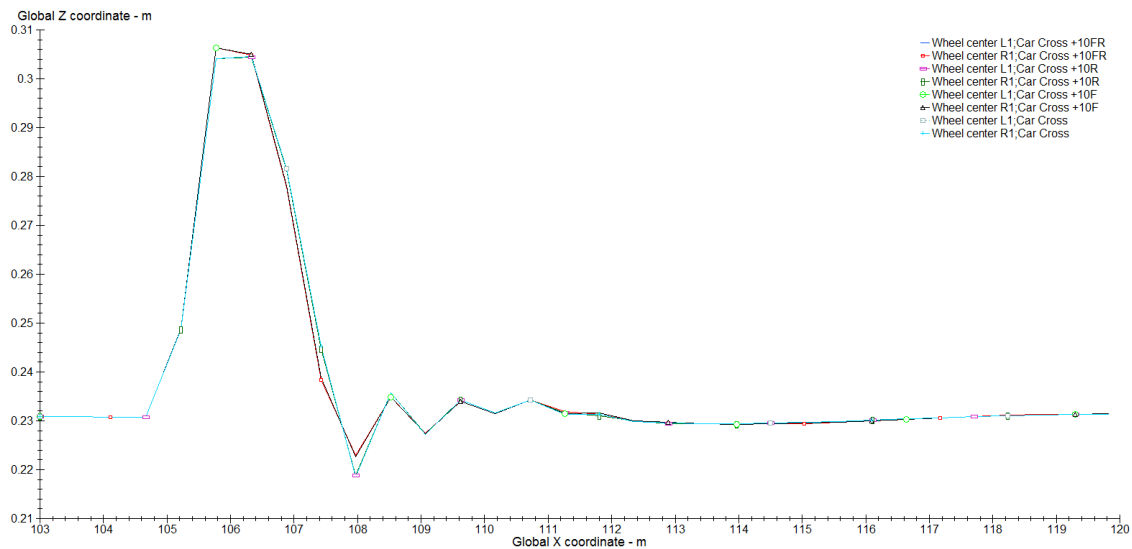


Figura 147. Ensayo 4, resalto pequeño, 80 km/h: Altura del centro de la rueda delantera

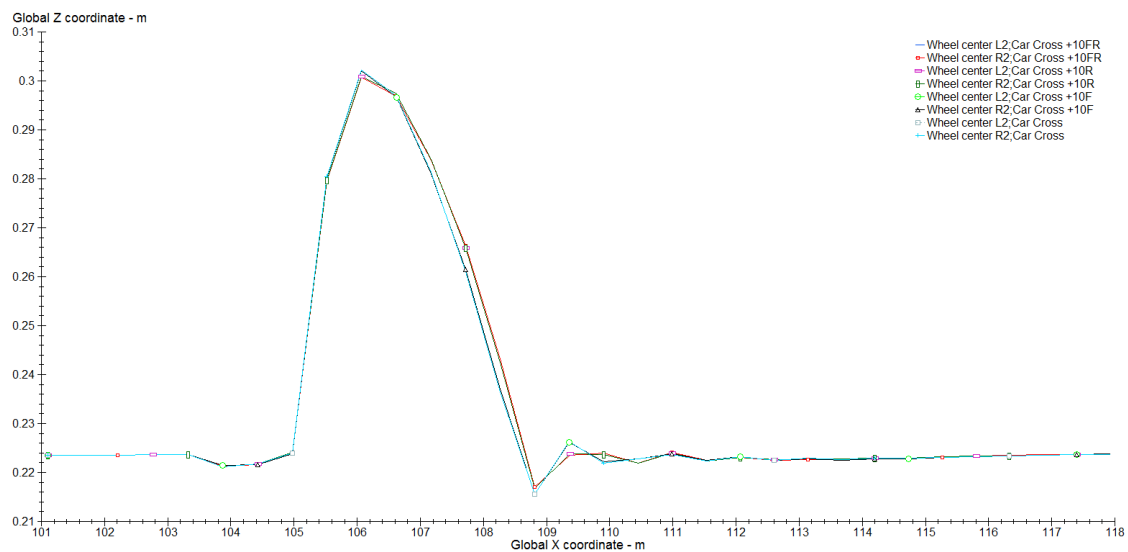


Figura 148. Ensayo 4, resalto pequeño, 80 km/h: Altura del centro de la rueda trasera

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross

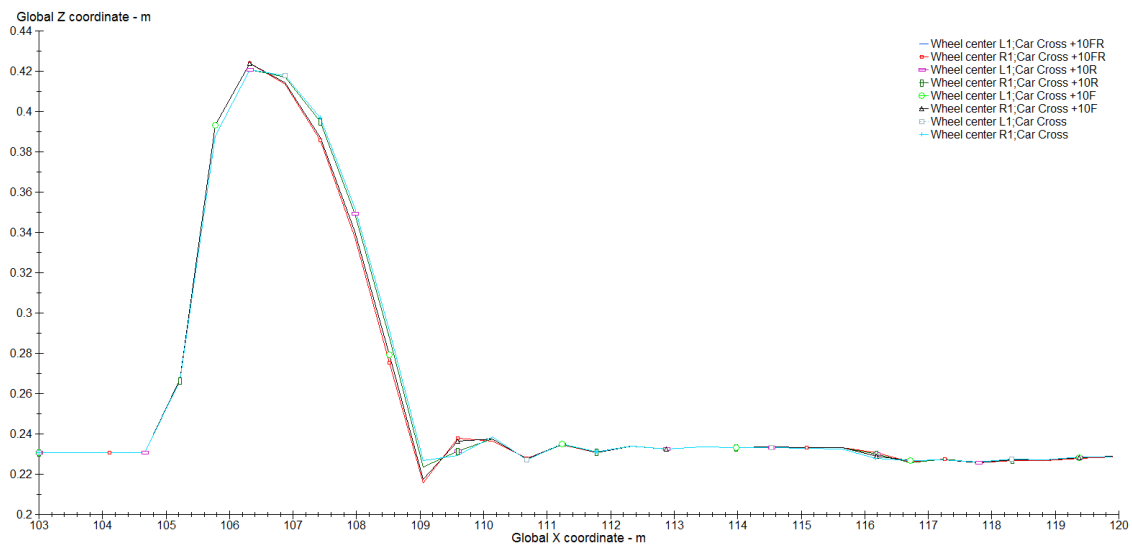


Figura 149. Ensayo 4, resalto grande, 80 km/h: Altura del centro de la rueda delantera

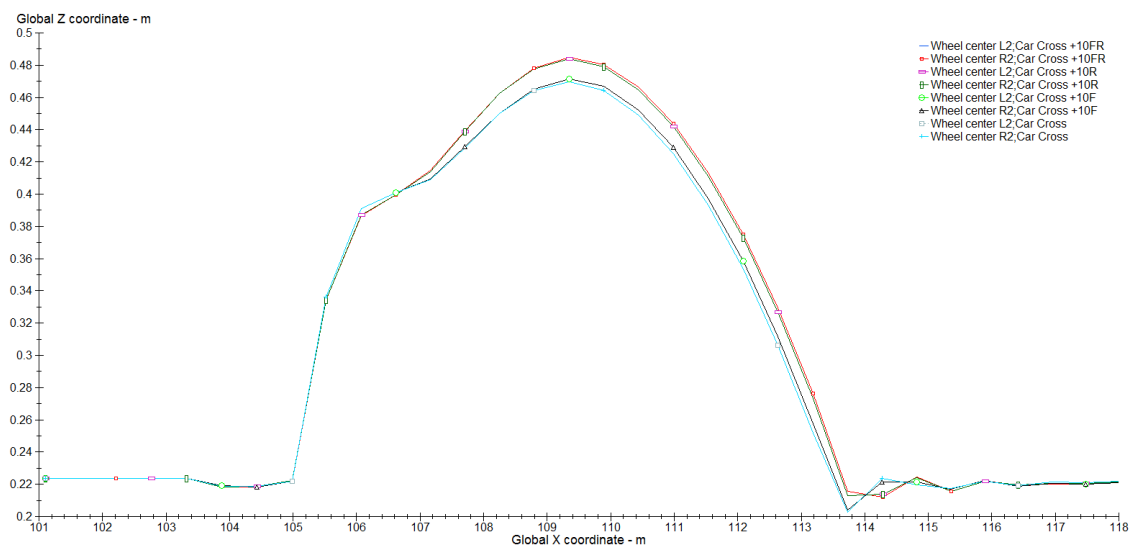


Figura 150. Ensayo 4, resalto grande, 80 km/h: Altura del centro de la rueda trasera

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross



- Velocidad de 120 km/h, resalto pequeño

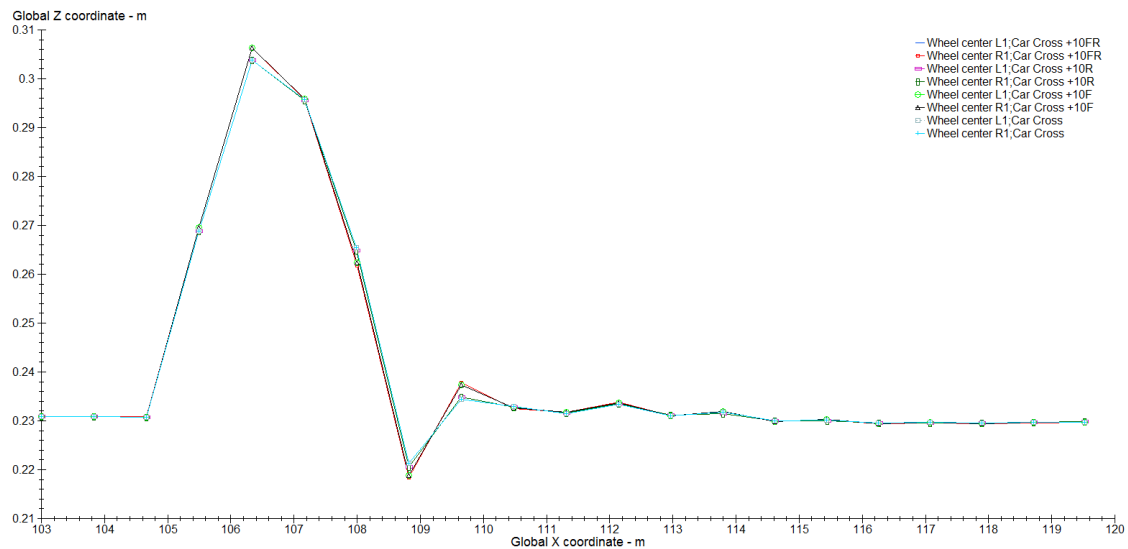


Figura 151. Ensayo 4, resalto pequeño, 120 km/h: Altura del centro de la rueda delantera

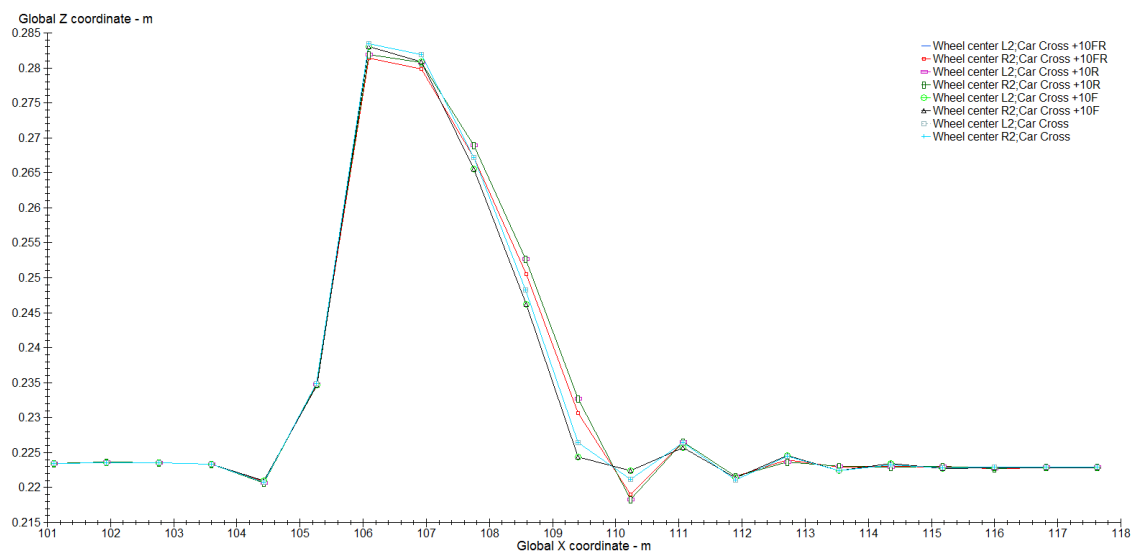


Figura 152. Ensayo 4, resalto pequeño, 120 km/h: Altura del centro de la rueda trasera

En las siguientes tablas se resumen la elevación que sufre la rueda respecto al suelo y el tiempo de estabilización de la suspensión después del resalto para cada velocidad:

Velocidad	Elevación de la rueda respecto al suelo (cm)			
	Delante		Detrás	
	Badén pequeño	Badén grande	Badén pequeño	Badén grande
20 km/h		11,5		8,15
40 km/h	4	11,5	3,15	14,15
80 km/h	3,8	13,5	3,85	18,15
120 km/h	3,8		2,15	

Figura 153. Ensayo 4: Elevación máxima de la rueda respecto al suelo

En el badén pequeño hay diferencias poco apreciables entre las velocidades, especialmente delante. Esto es debido a la baja altura del resalto en relación con la rueda.

En el badén grande pueden apreciarse diferencias entre las distintas configuraciones, notándose en mayor medida en el eje trasero.

Velocidad	Tiempo de estabilización de la rueda (s)			
	Delante		Detrás	
	Badén pequeño	Badén grande	Badén pequeño	Badén grande
20 km/h		0,42		0,38
40 km/h	0,38	0,36	0,31	0,37
80 km/h	0,33	0,35	0,29	0,52
120 km/h	0,25		0,23	

Figura 154. Ensayo 4: Tiempo de estabilización de la rueda tras pasar el resalto

En general, la suspensión trasera tarda menos en estabilizarse que la delantera, y este tiempo decrece ligeramente con la velocidad. Hay que tener en cuenta, que aunque los tiempos sean inferiores en velocidades más altas, la distancia recorrida hasta la estabilización es mayor.

Si se compara entre configuraciones, apenas pueden verse diferencias apreciables entre unas y otras en la mayoría de gráficas. Hay que fijarse en los casos extremos por velocidad para que las similitudes comiencen a distanciarse.

En el badén pequeño a 120 km/h se observa cómo las configuraciones +10FR y +10R tienen una elevación máxima ligeramente inferior y tras pasar el badén sus oscilaciones se frenan antes.

En el badén grande a 80 km/h se ve claramente que la velocidad es excesiva para abordar el obstáculo, ya que se produce un enorme salto.



Figura 155. Ensayo 4: Salto excesivo en ensayo de paso por resalto

Aun así ha sido analizado el ensayo y se observa que su tiempo de estabilización, especialmente en el eje trasero, es considerablemente mayor que en el del resto de ensayos. A pesar de que con +10FR y +10R alcanza mayor altura, el tiempo de estabilización de todas las configuraciones es muy similar.

Esta grafica representa la fuerza vertical que sufre la rueda, en ella se puede apreciar el tiempo que pasan las ruedas traseras en el aire ($F = 0$ N) en el ensayo a 80 km/h con el resalto grande y que el impacto al tocar suelo es mayor que el que produce el resalto.

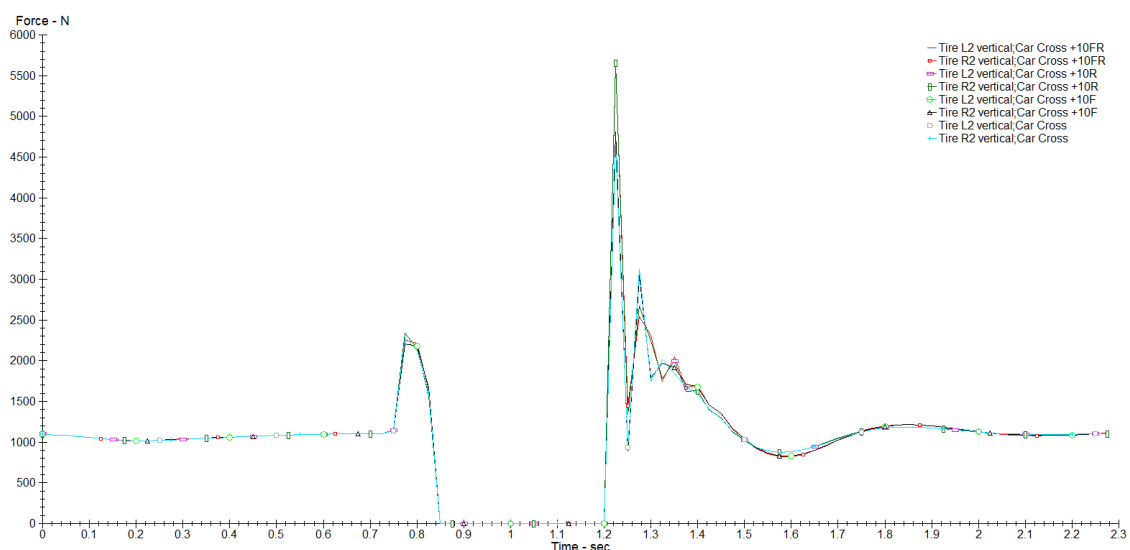


Figura 156. Ensayo 4, resalto grande, 80 km/h: Fuerza vertical que sufre la rueda en función del tiempo

La conclusión general es que no pueden apreciarse grandes diferencias entre las configuraciones probadas. Sólo hay ligeras variaciones en los casos extremos, que difícilmente se van a dar en el circuito. Por ello es más conveniente prestar más atención al resto de ensayos y al comportamiento en curva del vehículo.

3.4.4. Ensayos para el ajuste del ángulo de caída de la suspensión delantera

Una vez establecida la rigidez de los resortes y el coeficiente de amortiguamiento se plantea el problema de estudiar con qué ángulo de caída debe calibrarse la suspensión del tren delantero.

El ángulo de caída afecta principalmente al paso por curva, por lo que para estudiar los efectos de su variación se han elegido los ensayos de cambio de trayectoria, slalom y pista de tierra.

Se han creado cinco modelos idénticos salvo por el ángulo de caída delantero. Los resultados se han superpuesto en un vídeo para obtener una primera impresión de los resultados y posteriormente se han analizado las gráficas para elaborar las conclusiones con mayor rigor.

Los ángulos de caída proporcionados a los diferentes modelos son:

- 2°
- 1°
- 0°
- -1°
- -2°

Ensayo Caída 1: Doble cambio de carril

La velocidad del ensayo se ha aumentado hasta la máxima que permiten los modelos para seguir siendo estables hasta el final del recorrido. A 141 km/h todos los modelos logran superar ambas curvas pero sólo dos consiguen estabilizarse después de la segunda, los que tienen ángulos de caída de 0° y 1° .

Para comprobar cuál de las dos configuraciones se comporta mejor se analiza la gráfica que representa la trayectoria seguida por el vehículo.

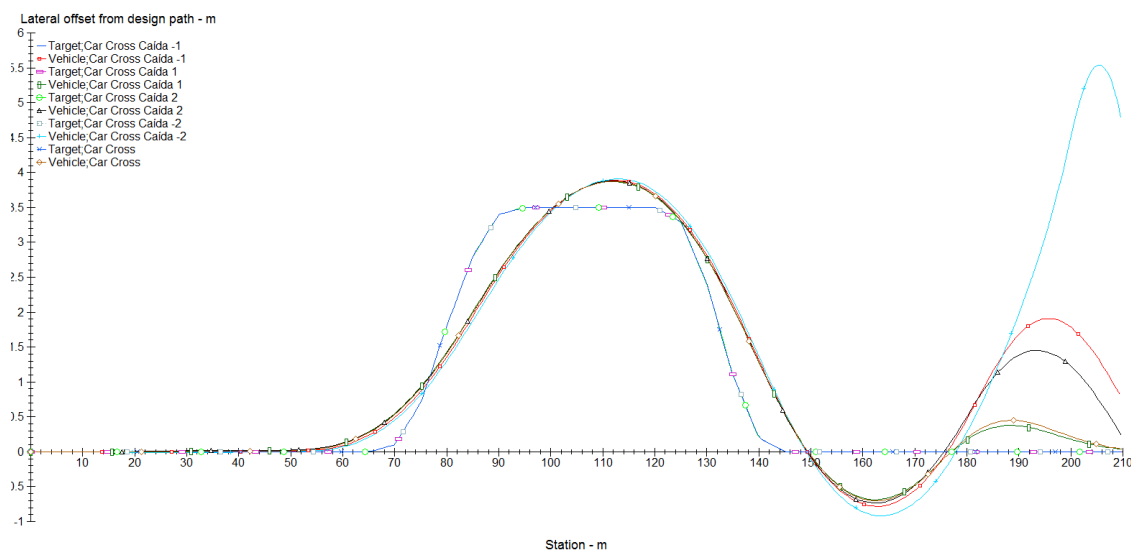


Figura 157. Ensayo Caída 1: Trayectoria seguida por el vehículo

La curva con tramos rectos en horizontal representa el trazado que los vehículos deben seguir; las demás marcan las posiciones que ha ido tomando cada modelo a lo largo del recorrido.

A simple vista sólo puede observarse las trayectorias de todos los modelos son bastante similares hasta que tres de ellos se desestabilizan pasada la cuarta curva. Sin embargo, si se aumenta el tramo central entre las curvas segunda y tercera se pueden distinguir fácilmente los recorridos marcados.

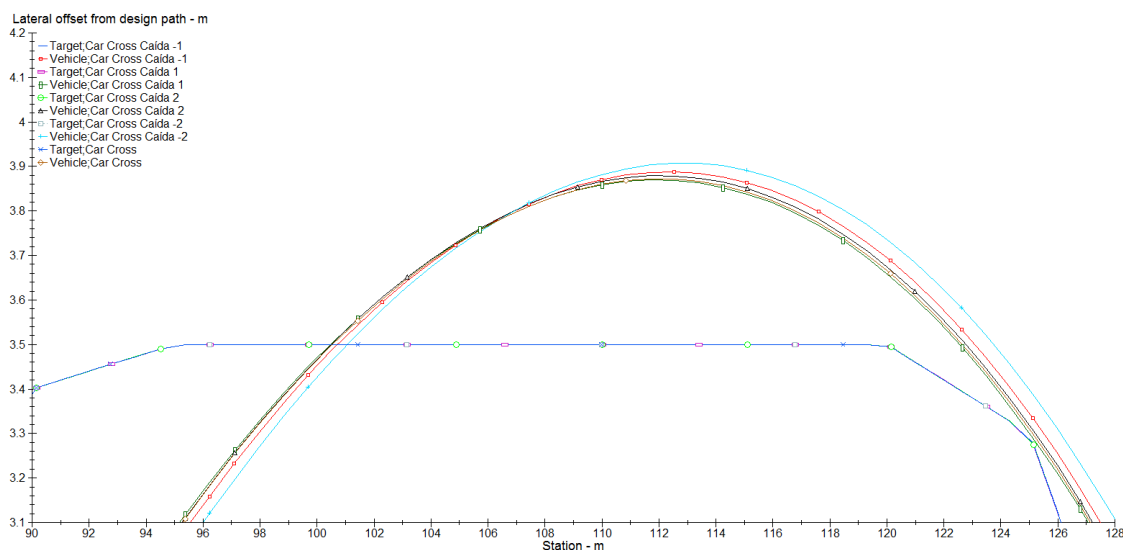


Figura 158. Ensayo Caída 1: Trayectoria seguida por el vehículo. Ampliación del tramo medio del recorrido

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross



El ángulo que permite al vehículo acercarse más al trazado marcado es el de 1° (línea de rectángulos verticales), y muy cerca de él 0° (línea de rombos), estando las líneas prácticamente superpuestas.

Además se va a estudiar la posición longitudinal respecto del tiempo. Con esta gráfica puede observarse cuál de los modelos alcanza antes el punto final del recorrido y por tanto saber cuál ha perdido menos tiempo en las curvas.

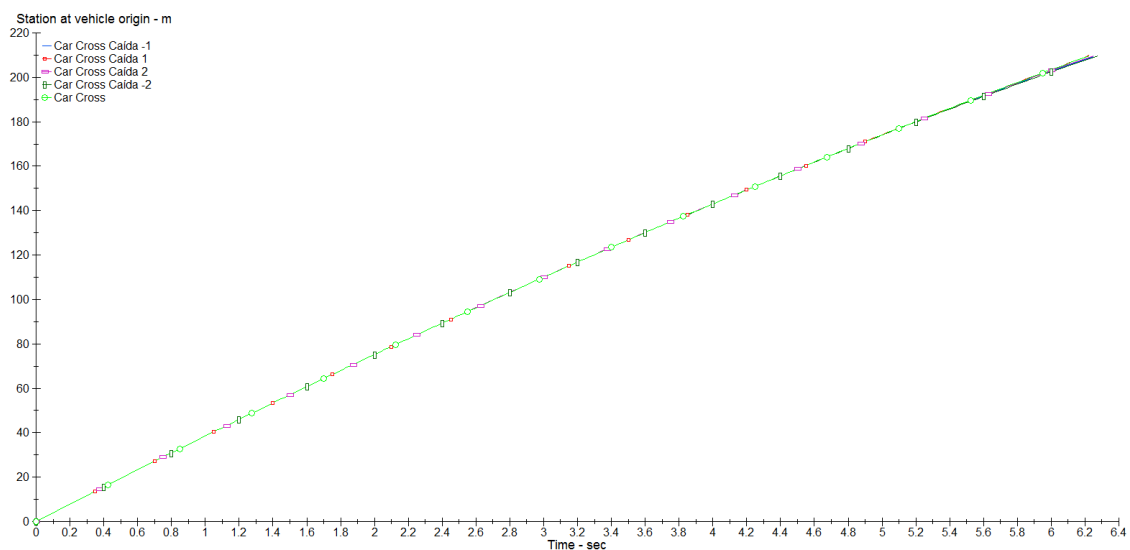


Figura 159. Ensayo Caída 1: Posición longitudinal respecto del tiempo

En principio no hay unas diferencias apreciables, pero si se aumenta el tramo final se observa que el modelo con el ángulo de 1° (línea de cuadrados) recorre un poco más de espacio en menos tiempo, aunque igual que con el gráfico anterior, las diferencias con el de 0° (línea de círculos) son muy reducidas. Las otras tres líneas que avanzan más allá ya se habían descartado por haber empezado los vehículos derrapar y girar sobre sí mismos, de ahí que lleguen más lejos en esta gráfica.

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross

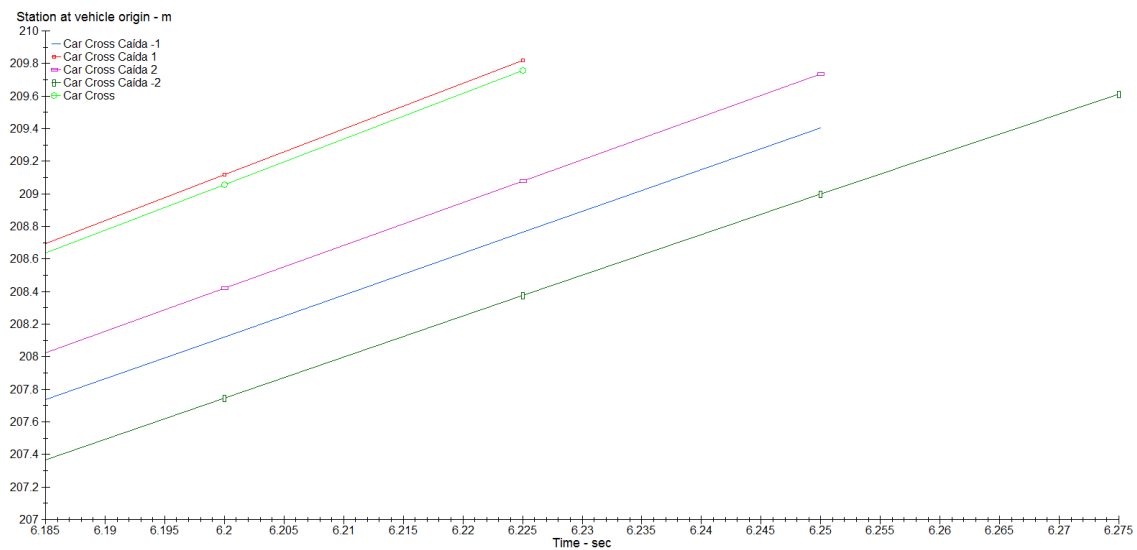


Figura 160. Ensayo Caída 1: Posición longitudinal respecto del tiempo. Ampliación del tramo final

En definitiva, puede decirse que para este tipo de ensayo la caída más favorable es de 1° ; aunque seguida muy de cerca por la de 0° .

Ensayo Caída 2: Slalom

En este ensayo se analizan la gráfica que representa la posición lateral respecto del trayecto marcado, como en el apartado anterior, y la que relaciona la velocidad del vehículo con el tiempo transcurrido.

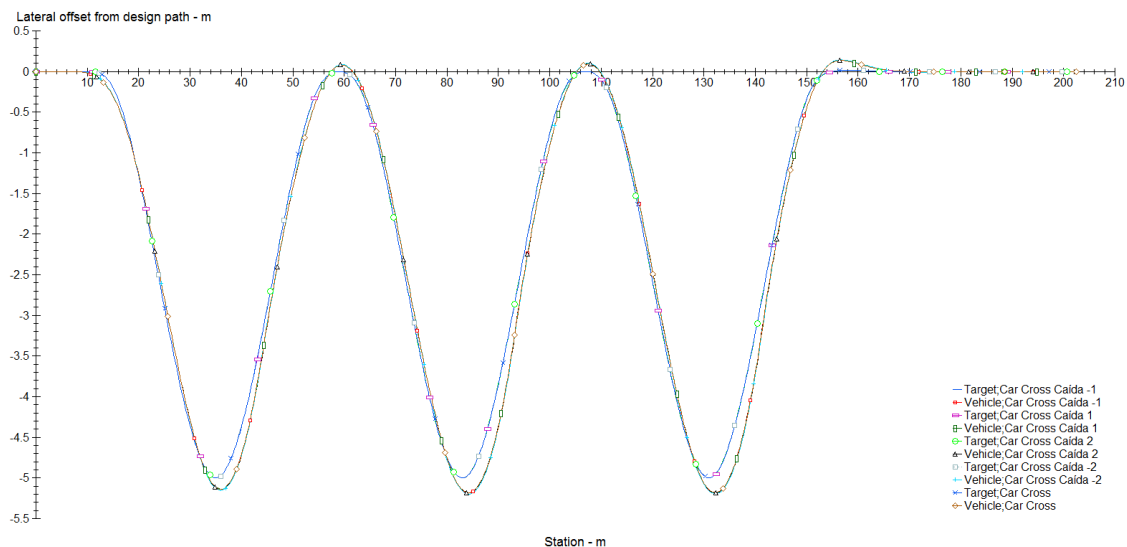


Figura 161. Ensayo Caída 2: Trayectoria seguida por el vehículo

Todos los modelos mantienen la estabilidad hasta el final del ensayo, sin embargo, observando de cerca el paso por curva se descubre que la configuración que permite acercarse más al trazado es la de caída 0° (línea de rombos), seguido de cerca por la de 1° (rectángulos verticales).

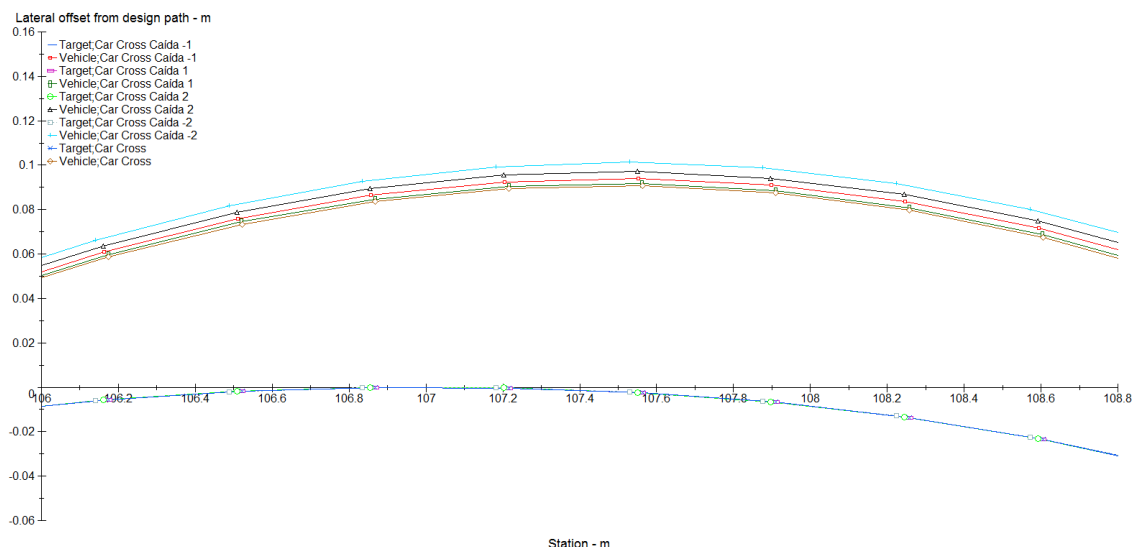


Figura 162. Ensayo Caída 2: Trayectoria seguida por el vehículo. Ampliación del vértice de la curva

Del resto de gráficas se obtienen resultados muy similares entre distintas configuraciones, por lo que puede decirse que en la prueba de slalom también dan mejores resultados las caídas de 0° y 1° , aunque resultan ligeramente mejores los de 0° .

Ensayo Caída 3: Pista de tierra

Dado que en los ensayos descritos anteriormente los resultados no terminan de excluir a una u otra configuración, se hace un tercer ensayo sobre la pista de tierra para obtener datos más claros.

La primera gráfica analizada es la de la trayectoria seguida por el vehículo con las cinco configuraciones.

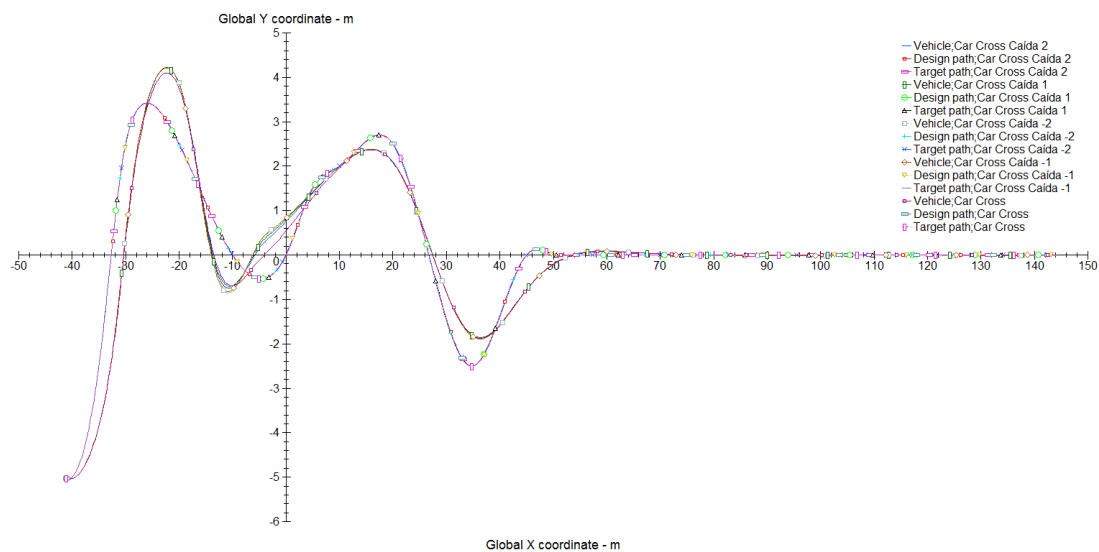


Figura 163. Ensayo Caída 3: Trayectoria seguida por el vehículo

Al igual que en los ensayos con las diferentes configuraciones de suspensión, el vehículo sigue derrapando en las primeras curvas sea cual sea su ángulo de caída. Sin embargo, hay uno de los ángulos que claramente aporta más estabilidad y permite al vehículo volver más rápidamente al trazado, 0° . De hecho, el modelo de 0° se estabiliza unos 5 m antes que cualquiera de los demás.

En las curvas posteriores, del punto 10 de la gráfica en adelante, también se aprecia una cierta ventaja del ángulo 0° . Consigue cerrarse unos 2 cm más que el siguiente mejor, 2, y unos 4 cm más que el que peor lo hace, -2.

Se analiza también la gráfica que representa la velocidad longitudinal a lo largo de la prueba:

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross

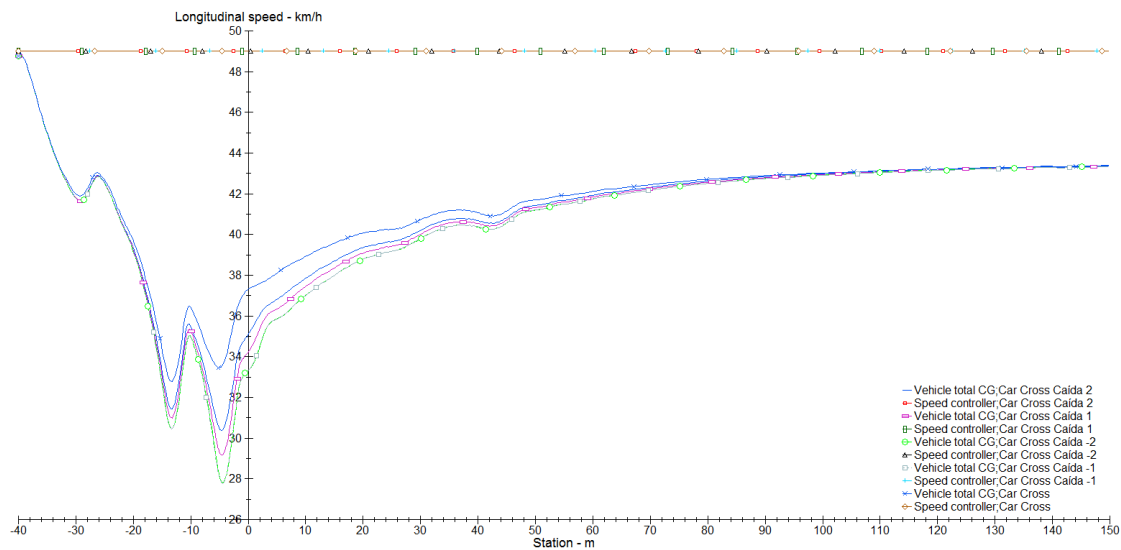


Figura 164. Ensayo Caída 3: Velocidad longitudinal en función de la posición

Con bastante diferencia, vuelve a ser la configuración de 0° la que a mayor velocidad mantiene el vehículo durante la totalidad del ensayo.

Las fuerzas g laterales no varían de forma apreciable con las variaciones de caída, pero sí lo hace el ángulo de rotación de la carrocería, también debido a que le afectan menos los derrapes con los 0° .

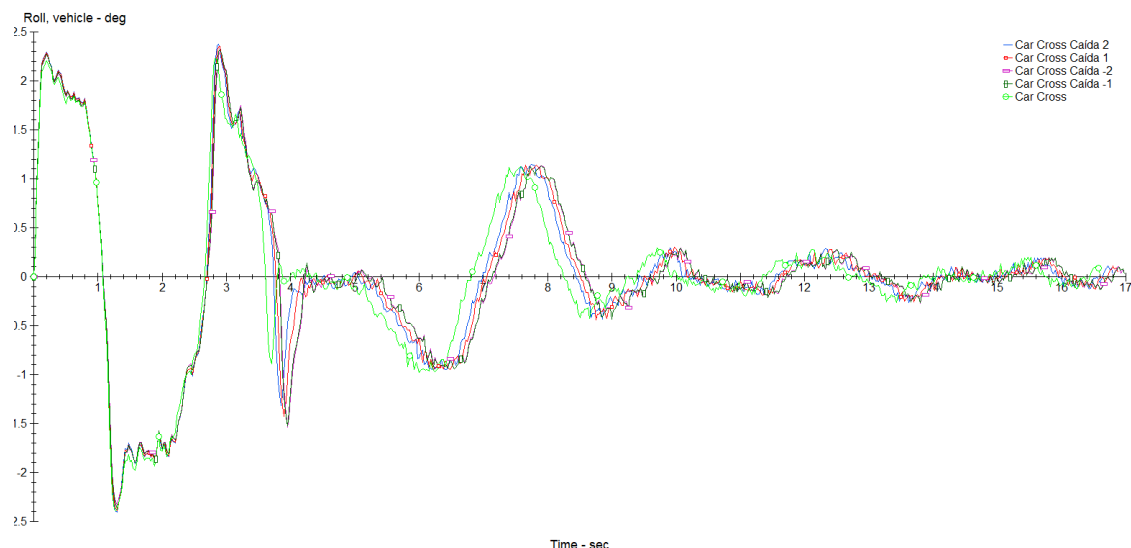


Figura 165. . Ensayo Caída 3: Fuerzas g laterales



Dicha variación de 0° con el resto se ve en los derrapes y no así en las curvas siguientes en las que todos los modelos de caída son capaces de seguir de forma bastante fiel la trayectoria marcada. Definitivamente la caída 0° es la que mejor resultado da en la pista de tierra.

4. Resultados

4.1. Características finales del vehículo

Cotas	
Longitud	2527mm
Anchura máxima	1600mm
Altura	1342mm
Distancia entre ejes	1900mm
Ancho de vías (del)	1435mm
Ancho de vías (tras)	1345mm
Distancia al suelo	178mm
Peso en vacío	310kg
Tipo de suspensión	
Delante	Doble trapecio
Detrás	Brazo oscilante
Amortiguadores:	
Longitud (del)	430mm
Longitud (tras)	420mm
Ruedas:	
Delante	165/70-10
Detrás	225/40-10
Motor (de motocicleta)	
Cilindrada	600cc (reglamento)
Potencia	Aprox 100-120CV
V.Max	140 km/h
Transmisión	
	Trasera
	Por cadena
	Diferencial bloqueado
Frenos	
Delante	Exterior. Uno por rueda
	Diametro menor de 10" (25,4cm)
Detrás	Interior. Disco único por eje
Dirección	
	Por cremallera
	0,5 vueltas entre topes

Tabla 8. Características finales del vehículo

4.2. Ensamblado del conjunto

➤ Sistema de suspensión

La figura a continuación muestra el conjunto modelado y ensamblado del sistema de suspensión junto con las llantas y neumáticos.

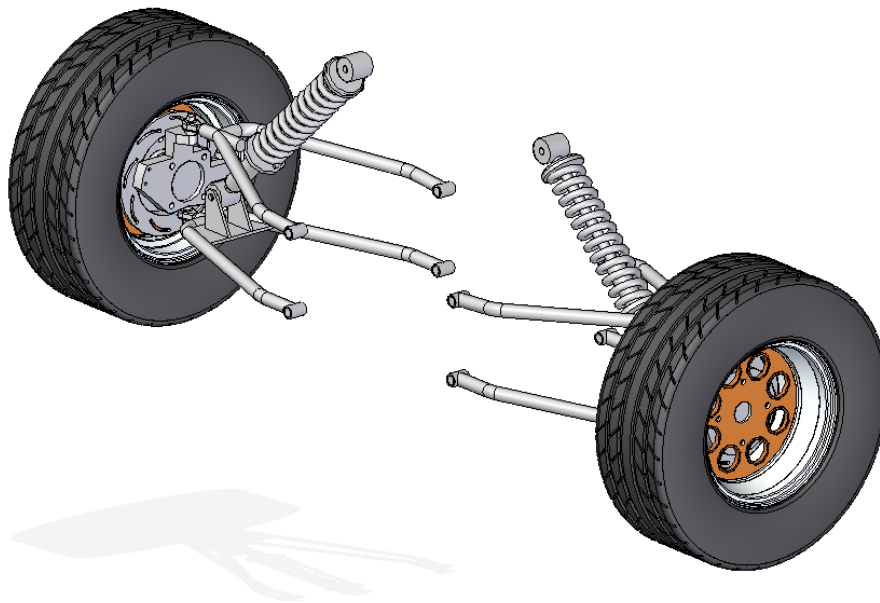


Figura 166. Conjunto del sistema de suspensión

➤ Sistema de dirección

La figura a continuación muestra el conjunto modelado y ensamblado del sistema de dirección.

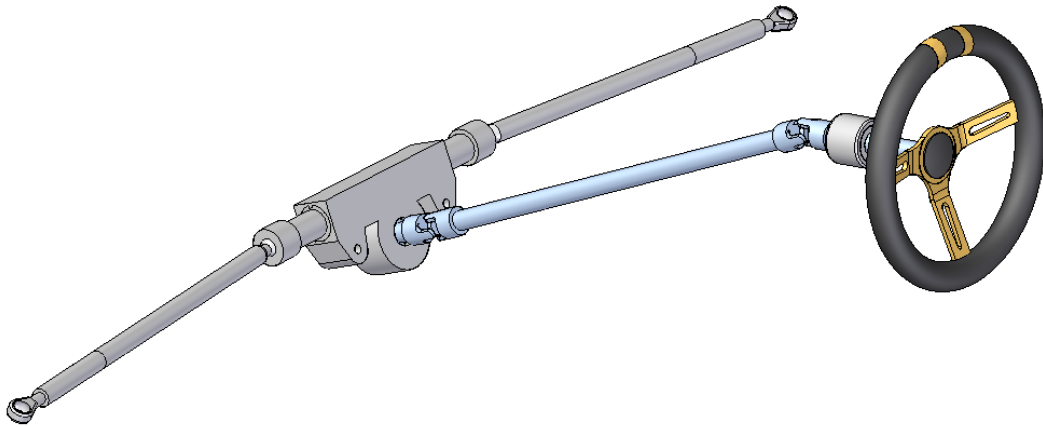


Figura 167. Sistema de dirección

➤ *Conjunto ensamblado de los sistemas de suspensión y dirección*

La imagen siguiente muestra el tren delantero completo, son los sistemas de suspensión y dirección ensamblados y las geometrías diseñadas para evitar interferencias entre piezas en el uso normal del car cross.

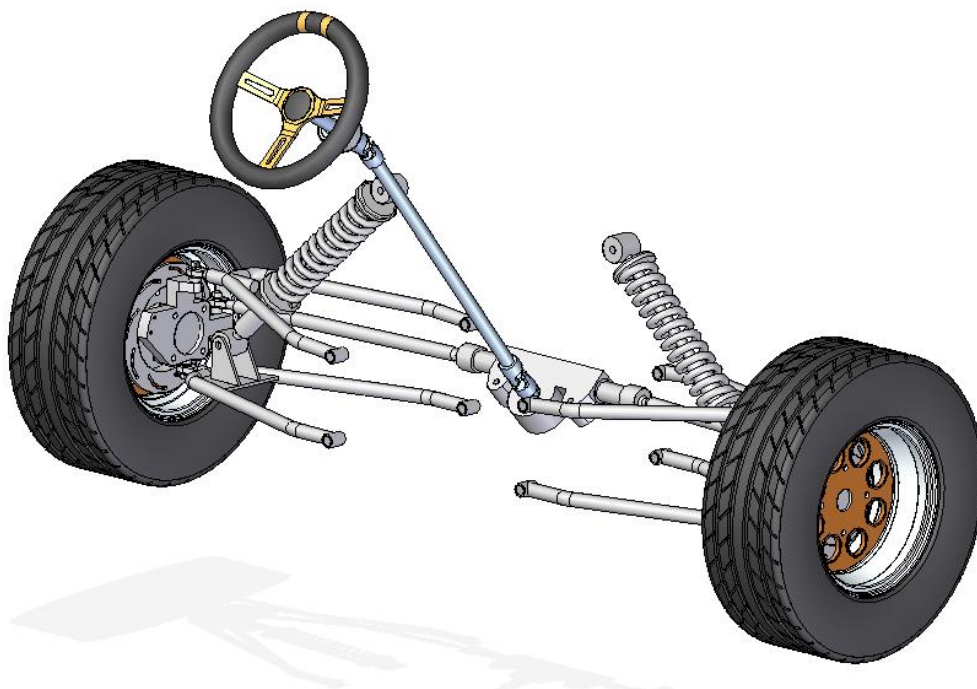


Figura 168. Conjunto de los sistemas de suspensión y dirección

En el conjunto de la figura siguiente aparecen los dos trenes del car cross ensamblados al chasis de partida. De este conjunto se pueden obtener el centro de masas y las inercias, datos necesarios para poder realizar un análisis dinámico lo más fiel posible a la realidad.

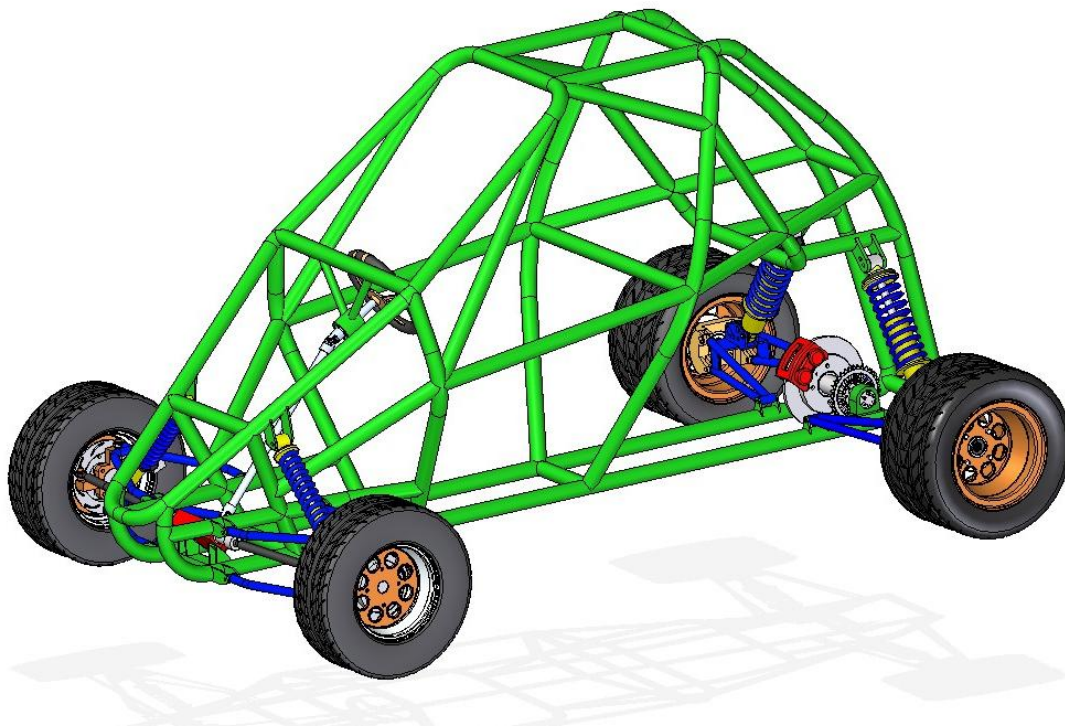


Figura 169. Conjunto del car cross con ambos trenes ensamblados

4.3.Tarado de suspensiones

Modelos ensayados

		Modelo 0: Configuración inicial	Modelo +10F: +10% Delante	Modelo +10R: +10% Detrás	Modelo +10FR: +10% Ambos
Suspensión delantera	Resortes	18,368	20,2048	18,368	20,2048
	Amortiguadores	0,963	1,0593	0,963	1,0593
Suspensión trasera	Resortes	28,85	28,85	31,735	31,735
	Amortiguadores	1,25	1,25	1,375	1,375

Tabla 9. Modelos ensayados para el tarado de suspensiones

Resultados de los ensayos de paso por resalto

	Velocidades de ensayo			
		40 km/h	80 km/h	120 km/h
Resalto pequeño (35 mm de altura)				
Resalto grande (70 mm de altura)	20 km/h	40 km/h	80 km/h	

Tabla 10. Velocidades de los ensayos de paso por resalto

Los resultados de las diferentes configuraciones son muy similares para cada velocidad ensayada, por ello se han elaborado unas tablas con las alturas máximas y los tiempos de estabilización aproximados que alcanzan todas las configuraciones.

Velocidad	Elevación de la rueda respecto al suelo (cm)			
	Delante		Detrás	
	Badén pequeño	Badén grande	Badén pequeño	Badén grande
20 km/h		11,5		8,15
40 km/h	4	11,5	3,15	14,15
80 km/h	3,8	13,5	3,85	18,15
120 km/h	3,8		2,15	

Tabla 11. Paso por resalto. Elevación de la rueda respecto al suelo

Velocidad	Tiempo de estabilización de la rueda (s)			
	Delante		Detrás	
	Badén pequeño	Badén grande	Badén pequeño	Badén grande
20 km/h		0,42		0,38
40 km/h	0,38	0,36	0,31	0,37
80 km/h	0,33	0,35	0,29	0,52
120 km/h	0,25		0,23	

Tabla 12. Paso por resalto. Tiempo de estabilización de la rueda

Los valores obtenidos resultan satisfactorios pero sólo pueden apreciarse diferencias significativas de las diferentes configuraciones en los casos más extremos que difícilmente se van a dar en una competición. Por ello es más conveniente conceder mayor importancia a los ensayos de paso por curva.

Resultados de los ensayos de paso por curva

➤ Ensayos de Doble cambio de carril y Slalom

	Capacidad de adaptación a la trayectoria marcada				
	Velocidades	Mejor resultado	2º	3º	Peor resultado
Doble cambio de carril	60	+10R	+10FR	+10F	Modelo 0
	120	+10R	+10FR	+10F	Modelo 0
	141	+10R	+10FR	+10F	Modelo 0
Slalom	58	+10R	+10FR	Modelo 0	+10F

Tabla 13. Tarado de suspensiones. Doble cambio de carril y Slalom. Capacidad de adaptación a la trayectoria

	Balanceo sufrido por la carrocería				
	Velocidades	Mejor resultado	2º	3º	Peor resultado
Doble cambio de carril	60	+10FR	+10R	+10F	Modelo 0
	120	+10FR	+10R	+10F	Modelo 0
	141	+10R	+10FR	+10F	Modelo 0
Slalom	58	+10FR	+10R	+10F	Modelo 0

Tabla 14. Tarado de suspensiones. Doble cambio de carril y Slalom. Balanceo sufrido por la carrocería

En el doble cambio de carril la configuración que, en general, sufre menos balanceo es la que incrementa la rigidez en ambos ejes, a excepción del ensayo a 141 km/h en el que a la salida de la última curva se comporta mejor la configuración incrementada únicamente en el tren trasero. Sin embargo, la mejor capacidad para adaptarse a la trayectoria se consigue con la configuración incrementada en el tren trasero.

Las conclusiones obtenidas con el ensayo de Slalom son muy similares a las de Doble cambio de carril tanto en adaptación a la trayectoria como en balanceo de la carrocería, como puede comprobarse en las tablas anteriores.

A pesar de haber diferencias entre configuraciones, estas apenas afectan al tiempo total en el que el car cross realiza la prueba. A pesar de todo se concluye que la mejor configuración es incrementar la rigidez de las suspensiones traseras, aunque con poca diferencia con el resto.

➤ Ensayos en Pista de tierra

Para determinar cuál es el mejor resultado del primer sector se ha analizado el tiempo de estabilización tras el derrape. En el segundo sector, en el que ninguna configuración llega a derrapar, se ha comparado la capacidad de adaptación a la trayectoria marcada. En el primer

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross



sector la mejor configuración es +10FR con bastante diferencia, y en el segundo es ligeramente mejor +10F.

	Mejor resultado	2º	3º	Peor resultado
Primer sector (tiempo de estabilización)	+10FR	+10F	+10R	Modelo 0
Segundo sector (capacidad de adaptación a la trayectoria)	+10F	+10FR	+10R	Modelo 0

Tabla 15. Tarado de suspensiones. Pista de tierra. Mejores resultados

Para obtener conclusiones más claras se analizan la velocidad longitudinal a lo largo de todo el trayecto y el tiempo total que tardan en realizar la prueba completa.

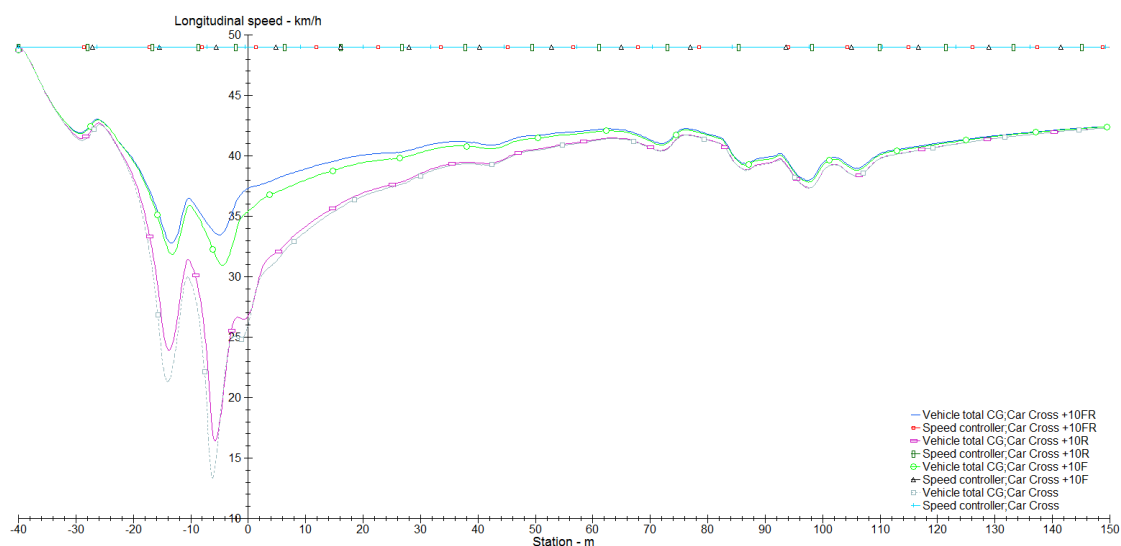


Figura 170. Pista de tierra. Velocidad longitudinal en función de la posición

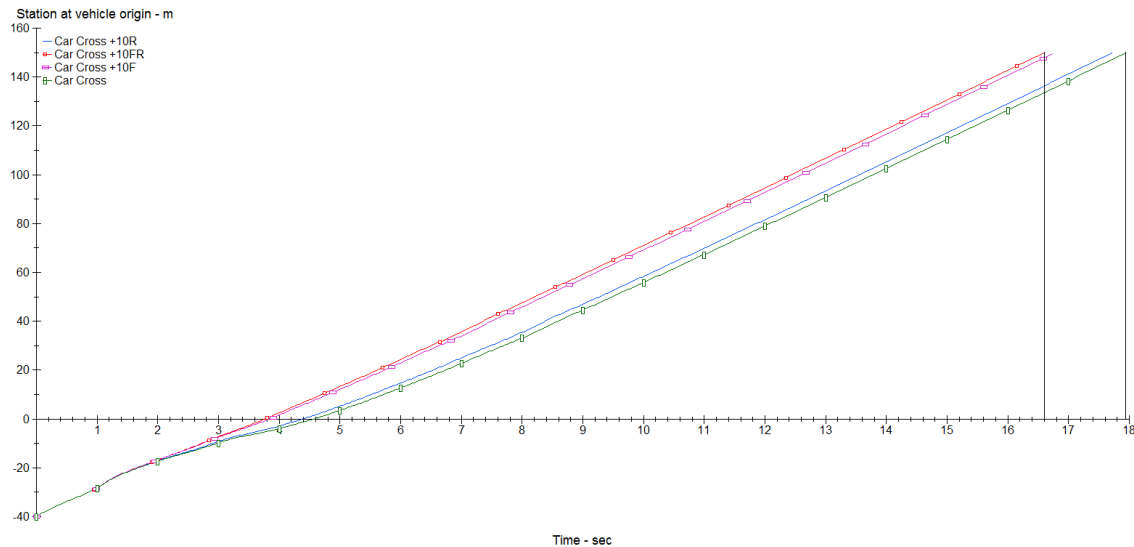


Figura 171. Pista de tierra. Distancia recorrida en función del tiempo

La configuración que incrementa la rigidez en ambos ejes, +10FR, mantiene en todo momento mayor velocidad que el resto de configuraciones. Además realiza la prueba en menos tiempo, llegando al final 1'4 segundos antes que la peor de las configuraciones, el Modelo 0.

La conclusión general del Paso por curva es que la mejor configuración de las suspensiones resulta incrementando la rigidez y el coeficiente de amortiguamiento en un 10% en ambos ejes.

4.4. Ajuste del ángulo de caída delantero

Modelos ensayados

Se han ensayado cinco ángulos diferentes que son:

- 2°
- 1°
- 0° (modelo inicial)
- -1°
- -2°

Doble cambio de carril

Esta prueba se ha realizado a 141 km/h y, aunque todos los ángulos permiten al vehículo cambiar dos veces de carril, sólo dos consiguen estabilizarse tras el segundo cambio. El modelo inicial, 0° y el de 1° de caída positiva.

Analizando esto y la capacidad para trazar las curvas, el mejor resultado se consigue con 1° de caída positiva, seguido muy de cerca por 0°.

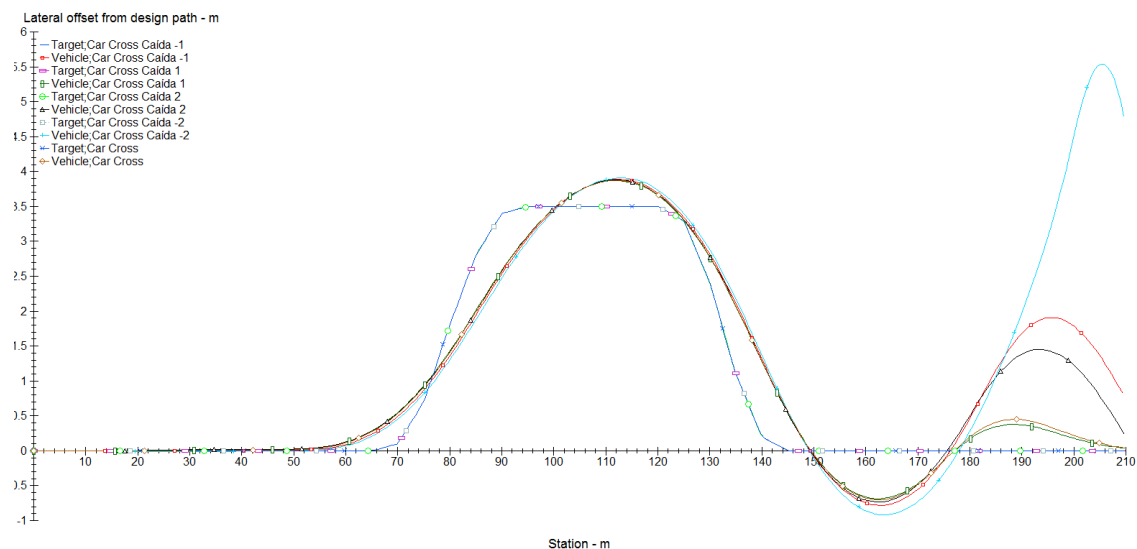


Figura 172. Ensayo Caída 1: Trayectoria seguida por el vehículo

Slalom

Se analiza la trayectoria seguida por el vehículo y se concluye que el modelo que mejor respuesta ofrece es el de 0°, seguido muy de cerca por 1°.

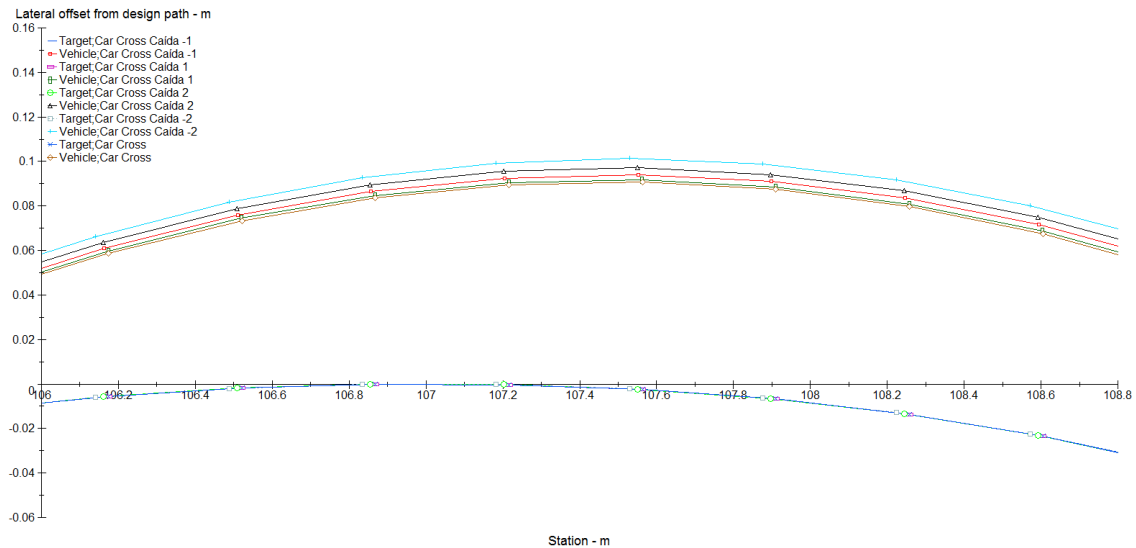


Figura 173. Ensayo Caída 2: Trayectoria seguida por el vehículo. Ampliación del vértice de la curva

Pista de tierra

Este ensayo es el más realista de los tres y el que más importancia tiene. En él, la configuración que mejor se comporta es con el ángulo de caída 0° . Por tanto se considera este el mejor ángulo para incluirlo en el diseño final.

La gráfica que mejor muestra estos resultados es la que representa la velocidad longitudinal en función de la posición, donde claramente el modelo con 0° se mantiene siempre por encima del resto.

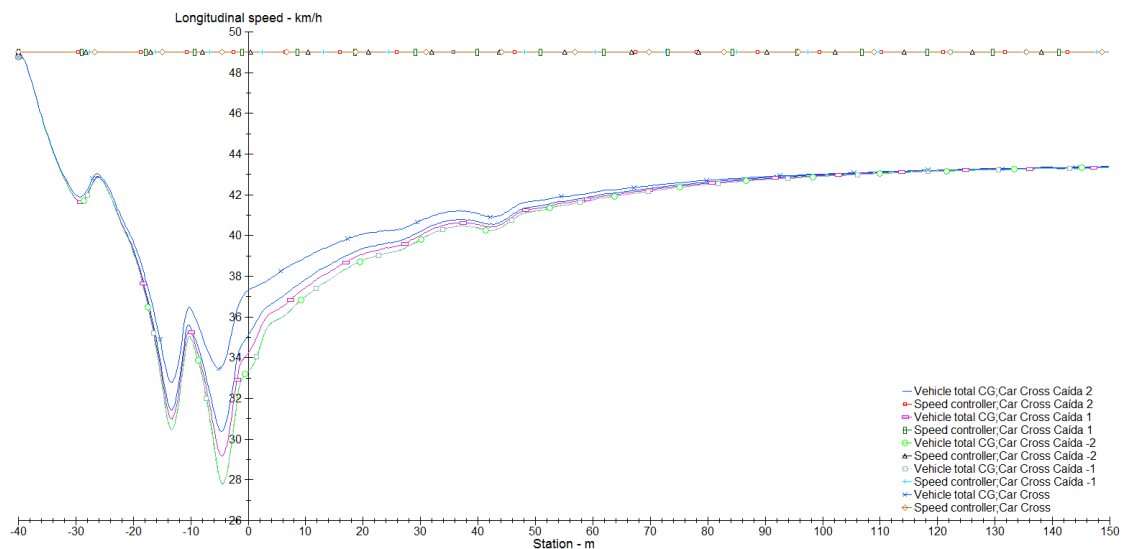


Figura 174. Ensayo Caída 3: Velocidad longitudinal en función de la posición

5. Conclusiones

Se puede considerar que los objetivos marcados para este proyecto se han cumplido. Los diseños cumplen las expectativas y, por supuesto, los requisitos exigidos, sin apenas modificar el chasis de partida.

5.1. Sobre el tarado de las suspensiones

Los ensayos de paso por resalto no llegan a ofrecer unas conclusiones muy esclarecedoras, salvo que todas las configuraciones ensayadas responden de manera similar y satisfactoria. Por ello se da más importancia a los de paso por curva.

Los ensayos de Slalom y Doble cambio de carril dan como resultado que la configuración con la suspensión trasera endurecida tiene un mejor comportamiento. Sin embargo en la Pista de tierra, se produce una sustancial mejora endureciendo la suspensión tanto delante como detrás.

Analizando los datos y teniendo en cuenta que el ensayo sobre la pista de tierra es lo más parecido a un circuito de real car cross, se determina que la configuración más óptima es aumentando en un 10% tanto la rigidez como el amortiguamiento de las suspensiones de ambos trenes.

5.2. Sobre el ajuste del ángulo de caída

En el ensayo de cambio de carril el ángulo con mejores resultados es 1° , y muy cerca de él 0° ; por el contrario en el slalom el mejor es 0° , seguido de cerca por 1° . Sólo con estos dos ensayos es difícil decidirse por uno u otro y más teniendo en cuenta el tipo de conducción que requiere este tipo de vehículos para sacarles el máximo partido.

Con esto, la prueba de la pista de tierra cobra especial importancia. De ella se deduce muy claramente que el mejor comportamiento se consigue con 0° de caída.

Con los datos y resultados de que se dispone se determina que el ángulo más adecuado para esta suspensión es 0° .

5.3. Observaciones

Una importante limitación ha venido dada por la necesidad de adaptarse a un chasis ya diseñado. Hubiese sido deseable haber podido aplicar el principio que dice que en el diseño de un coche de competición se debe comenzar por las ruedas.

El problema principal que esto entraña es que queda un margen reducido para ubicar los anclajes de los brazos de suspensión y de los amortiguadores, lo que permite menos libertad en el diseño.



Una limitación más es que el proyecto es puramente teórico, y resulta complicado de simular de forma fiel aspectos importantes como el tipo de conducción de las competiciones reales de autocross, o el comportamiento dinámico real de los neumáticos, entre otros.

Habría sido de gran ayuda disponer de ciertas piezas para analizar el comportamiento real sin necesidad de estimaciones. Y ya a pie de pista sería necesario volver a hacer ciertos ensayos y ajustes a las suspensiones para adaptarlas al estilo de conducción del piloto y a las condiciones del circuito, pues son estos factores que afectan en gran medida al comportamiento del vehículo.

6. Presupuesto

El presupuesto está dividido en varias tres: primero se describen los costes del chasis inicial del que se parte, en segundo lugar los de la suspensión delantera (que son los generados directamente por este proyecto), y por último se detalla el coste del car cross completo. Además en todas las secciones se hacen dos grandes distinciones entre los costes de ingeniería y los de materiales, calderería y adquisición de piezas a proveedores.

El motivo de dividir entre los presupuestos de ingeniería y el resto es que, si se van a fabricar varias unidades, sólo es necesario diseñar una. Por ello pueden dividirse los costes del diseño (ingeniería) entre todo el lote de unidades que se vayan construir.

6.1. Presupuesto del chasis

La siguiente tabla muestra los costes del chasis inicial del que se parte y al que se anclará la suspensión diseñada en este proyecto.

Presupuesto original del chasis			
Descripción	Unidades	Precio unitario	Importe
Presupuesto de ingeniería			
Estudio del proyecto, cálculos, etc.	38	25,00 €	950,00 €
Tasas de homologación del car cross	1	80,00 €	80,00 €
Total			1.030,00 €
Presupuesto de calderería			
Cortar perfiles a medida	2	36,00 €	72,00 €
Curvar perfiles	3	36,00 €	108,00 €
Soldar perfiles	10	36,00 €	360,00 €
Preparar superficie y pintar	2,5	36,00 €	90,00 €
Total			630,00 €
Materiales			
Perfiles tubulares 40 X 2'5, conformado en frío, calidad S355 J2H	30	3,04 €	91,20 €
Imprimación y pintura	1	70,00 €	70,00 €
Total			161,20 €
Importe final			1.821,20 €
Importe final + IVA			2.149,02 €

Tabla 16. Presupuesto original del chasis

Pero anclar la suspensión delantera conlleva unos gastos extra de materiales y mano de obra que quedan detallados en la siguiente tabla. Aunque estos gastos están directamente generados por la suspensión delantera, se incluyen en este apartado y no en el siguiente porque se entiende que son algo complementario y parejo a la fabricación del chasis.

Trabajos extra en el chasis			
Descripción	Unidades	Precio unitario	Importe
Presupuesto de calderería			
Preparación de superficies, imprimación y pintura	1	20,00 €	20,00 €
Soldadura	1	36,00 €	36,00 €
Total			56,00 €
Materiales			
Chapa de acero 5 mm de espesor	1	20,00 €	20,00 €
Total			20,00 €
Importe final			76,00 €
Importe final + IVA			89,68 €

Tabla 17. Trabajos extra en el chasis

6.2. Presupuesto de la suspensión delantera

Los costes totales generados por la suspensión delantera, sin incluir los trabajos extra en el chasis, se resumen en la siguiente tabla. En los dos subapartados posteriores se detalla lo que incluye cada parte.

Presupuesto total de la suspensión delantera	
Descripción	Importe
Presupuesto de ingeniería	5.200,00 €
Piezas compradas a proveedores	1.173,40 €
Fabricación de piezas a medida	388,00 €
Importe final	6.761,40 €
Importe final + IVA	7.978,45 €

Tabla 18. Presupuesto total de la suspensión delantera

➤ Presupuesto de ingeniería

Son los costes de diseño de parámetros y geometrías

Presupuesto de ingeniería			
Descripción	Horas	Precio unitario	Importe
Búsqueda de información y consulta de proveedores	10	40,00 €	400,00 €
Diseño y modelado de la suspensión delantera y la dirección	45	80,00 €	3.600,00 €
Análisis dinámico de la suspensión	15	80,00 €	1.200,00 €
Importe final			5.200,00 €
Importe final + IVA			6.136,00 €

Tabla 19. Presupuesto de ingeniería de la suspensión delantera

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross



➤ Presupuesto de piezas

Se distingue entre las piezas compradas a proveedores externos y las fabricadas a medida.

Piezas compradas a proveedores			
Descripción	Unidades	Precio unitario	Importe
Suspensión delantera			
Amortiguador delantero	2	120,00 €	240,00 €
Neumático	2	85,00 €	170,00 €
Llanta	2	100,00 €	200,00 €
Rótulas	4	8,00 €	32,00 €
Rodamiento/Buje	1	35,00 €	35,00 €
Total			677,00 €
Dirección			
Volante	1	20,00 €	20,00 €
Piñón - Cremallera	1	273,80 €	273,80 €
Bieletas y rótulas de dirección	2	36,50 €	73,00 €
Rodamiento de caña de dirección	1	8,00 €	8,00 €
Total			374,80 €
Frenado			
Disco y pinza delanteros	2	30,00 €	60,00 €
Latiguillos	1	8,00 €	8,00 €
Total			68,00 €
Componentes auxiliares			
Tornillería	1	10,00 €	10,00 €
Casquillos	4	10,90 €	43,60 €
Total			53,60 €
Importe final			1.173,40 €
Importe final + IVA			1.384,61 €

Tabla 20. Presupuesto de piezas compradas a proveedores

Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cross



Fabricación de piezas a medida						
Descripción	Unidades	Horas de fabricación	Coste horario de fabricación	Materiales	Precio unitario de materiales	Importe
Trapezio superior: tubo de 20 X2 mm, chapa 5 mm de espesor	2	1	30,00 €	6,00 €	36,00 €	72,00 €
Trapezio inferior: tubo de 20 X2 mm, chapa 5 mm de espesor	2	1	30,00 €	7,00 €	37,00 €	74,00 €
Mangueta: bloque aluminio 200 X 200 X 100 mm	2	1,5	30,00 €	16,00 €	61,00 €	122,00 €
Columna de dirección: barra de acero Ø 20, juntas Cardan y piña	1	2	30,00 €	60,00 €	120,00 €	120,00 €
Importe final						388,00 €
Importe final + IVA						457,84 €

Tabla 21. Presupuesto de fabricación de piezas a medida

6.3.Presupuesto del Car Cross completo

Presupuesto de ingeniería

Presupuesto de ingeniería del Car Cross completo	
Diseño del chasis	1.030,00 €
Diseño del tren delantero:	
Suspensión delantera y sistema de dirección	4.000,00 €
Diseño del tren trasero: Suspensión trasera y tren de potencia	3.300,00 €
Diseño del resto de componentes	1.500,00 €
Análisis dinámico completo	2.400,00 €
Importe final	12.230,00 €
Importe final + IVA	14.431,40 €

Tabla 22. Presupuesto de ingeniería del car cross completo

Presupuesto de piezas, materiales y calderería

Presupuesto de piezas, materiales y calderería del Car Cross completo	
Chasis	867,20 €
Motor	1.000,00 €
Tren delantero: Suspensión delantera y sistema de dirección	1.561,40 €
Tren trasero: Suspensión trasera y tren de potencia	1.975,78 €
Resto de componentes: Carrocería, depósitos, planchas de acero de protección, protecciones laterales, malla metálica, bucket	1.500,00 €
Ensamblaje de piezas y puesta a punto (8h a 30 €/h)	240,00 €
Importe final	7.144,38 €
Importe final + IVA	8.430,37 €

Tabla 23. Presupuesto de piezas, materiales y calderería del car cross completo

6.4. Estudio de rentabilidad

A la vista de los costes de diseño y fabricación se fija un precio de venta de 10.000 €, en el se incluyen las piezas. De la diferencia entre costes de materia prima y precio de venta es de donde se pretenden obtener los beneficios para hacer rentable el diseño ingenieril.

Estudio de rentabilidad	
Precio de venta (PV)	10.000,00 €
Coste de materiales (CM)	8.430,37 €
Coste de ingeniería (CI)	14.431,40 €

Tabla 24. Condiciones del estudio de rentabilidad

La diferencia entre PV y CM son los beneficios, sin contar los costes de diseño:

$$PV - CM = 1.569,63 \text{ €}$$

Si se dividen los costes de ingeniería (CI) entre este beneficio parcial se obtiene el número de ventas necesario para empezar a rentabilizar el diseño del car cross.

$$\frac{CI}{PV - CM} = 10 \text{ unidades}$$

A partir de las 10 unidades vendidas se comienza a rentabilizar el diseño y fabricación del proyecto completo.

7. Trabajos futuros

- Ajuste fino de los ángulos de convergencia y avance
- Estudio de los esfuerzos de resistencia y fatiga de los elementos diseñados
- Dimensionamiento del sistema de frenado en los dos ejes
- Elección del motor, diseño de las protecciones laterales y de la carrocería
- Posible utilización de este proyecto como punto de partida para el diseño de un fórmula SAE

8. Referencias

- **Proyecto de Fin de Carrera: “Diseño y análisis de un chasis tipo car cross mediante el método de los elementos finitos”.** Autor: Alberto Jiménez Ramírez. Universidad Carlos III de Madrid
- **Proyecto de Fin de Carrera: “Desarrollo de un sistema de suspensión para un vehículo de fórmula SAE”.** Autor: Sebastián Mesa Apestegui. Universidad Carlos III de Madrid
- **“Ingeniería del automóvil. Sistemas y comportamiento dinámico”.** Autores: Pablo Luque, Daniel Álvarez, Carlos Vera.
- **“Manual de Automóviles”.** Autor: D. Manuel Arias-Paz
- **“Fundamentos sobre el comportamiento dinámico del coche deportivo”.** Autor: Hermenegildo Baylos. Real Federación Española de Automovilismo
- **“Problemas resueltos de Teoría de máquinas y mecanismos”.** Autores: J. C. García Prada, C. Castejón Sisamón, H. Rubio Alonso
- Manuales de CarSim incluidos en el propio programa:
 - ❖ “Quick Start Guide”
 - ❖ “Suspension Systems”



- Catálogos comerciales consultados:
 - ❖ Amortiguadores Corven
 - ❖ Rodamientos NSK, serie HUB
 - ❖ Rodamientos HUB
 - ❖ Rótulas y cabezas de articulación FLURO-Gelenklager

- Páginas visitadas:
 - ❖ http://www.circuitoinsulardelmotor.es/pagina/16_circuito-de-autocross/
 - ❖ <http://www.tecnun.es/automocion/>
 - ❖ <http://www.mecanicavirtual.org/suspension3.htm>
 - ❖ <http://www.neumaticosgoldspeed.com/index.html>
 - ❖ <http://www.supercrosscar.com/foro/>
 - ❖ <http://www.aficionadosalamecanica.net>
 - ❖ <http://www.nsk.com/products/automotive/chassis/wheelhub/>
 - ❖ <http://www.gelenkkopf.de/>

